

**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA**

**Faculté de Technologie**

Département de Génie Mécanique

## **MEMOIRE DE MAGISTER**

Spécialité : Construction Mécanique

ANALYSE ET PREDICTION DU CONFORT VIBROACOUSTIQUE

DES VEHICULES DE TRANSPORT ROUTIER

Par

**Tahar KHELILI**

Devant le jury composé de :

M. OUALI	Professeur	USD. de Blida	Président
A. ABDELLAH EL-HADJ	Professeur	UYF. de Médéa	Examineur
M.TEMMAR	Maitre de conférence	USD. de Blida	Examineur
A. AIAD	Professeur	USD. de Blida	Rapporteur

Blida, Juin 2013

## RESUME

L'objectif de cette étude est d'analyser et prédire le confort acoustique par la réduction du bruit de bourdonnement à l'intérieure d'une cabine de tracteur. Ce bruit apparait en basse fréquence de 20 Hz à 80 Hz une fois que la cabine du tracteur est excitée par la vibration du moteur en fonctionnement. Le contrôle efficace du bruit passe en principe par une bonne connaissance de l'environnement acoustique, notamment la connaissance et l'identification des modes de résonance de la cavité de la cabine. En raison de la complexité de la structure de la cabine, la détermination de ces modes n'est pas possible par l'analyse théorique de la cavité acoustique. Par conséquent, une approche numérique, par la méthode des éléments finis est mise en œuvre.

Un modèle plaque/cavité est utilisé pour démontrer l'efficacité de l'approche éléments finis réalisée par le code de calcul utilisé afin de prédire le bruit rayonné dans la cavité et pour traiter l'influence de la variation des paramètres structuraux de la plaque sur la réponse vibroacoustique. Cette approche est appliquée en dernier lieu à une cabine d'un tracteur. Les modes acoustiques de la cabine sont évalués, et les fréquences de résonance acoustiques sont quantifiées et identifiées. Le niveau de bruit à l'intérieur de la cabine à la position spécifique de l'oreille droite du conducteur est obtenu, et les fréquences caractérisées par les niveaux de bruit maximaux dans la gamme de basses fréquences de bourdonnement sont identifiées. Les effets du matériau acoustique absorbant, matériau viscoélastique et masse ajoutée sur la réponse vibroacoustique dans la cabine sont également étudiés.

## ABSTRACT

The objective of this study is to analyze and predict the acoustic comfort by Interior Booming Noise Reduction in a Tractor Cabin. This noise appears in the low frequency of 20 Hz to 80 Hz when the tractor cab is excited by the vibration of the engine. Effective control of noise passes by a good knowledge of the acoustic environment. In particular, the knowledge and Identification of cavity resonance modes of the cabin. Due to the complexity of the cabin structure, determination of these modes is not possible by theoretical analysis of the acoustic cavity. Therefore, a numerical approach, finite element method is implemented.

A model plate / cavity is used To demonstrate the efficacy of the finite element approach is performed on the computer code used in order to predict the noise radiated into the cavity and to treat the Influence of Structural Parameters Variation on the vibro-acoustic response of rectangular plate. The finite element approach is applied ultimately in a tractor cab. Acoustic modes of the cabin are evaluated, and the acoustic resonance frequencies are identified and quantified. The noise level inside the cabin at the Driver's Right Ear Position is obtained, and the frequencies characterized by peak noise levels within the boom noise frequency range are identified. The influences of sound absorption, structural damping, and added mass on the vibroacoustic response of the cabin are also studied.

## ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو تحليل الراحة الصوتية والتنبؤ بها عن طريق الحد من طنين الضوضاء داخل مقصورة الجرار. هذه الضوضاء تظهر في التردد المنخفض من 20 هرتز إلى 80 هرتز عندما تثار مقصورة الجرار بالاهتزازات للمحرك أثناء التشغيل. إن المعرفة جيدة للبيئة الصوتية تؤدي إلى رقابة فعالة للضوضاء , وبالخصوص معرفة وتحديد أنماط صدى مقصورة الجرار. نظرا لتعقيد هيكل المقصورة، تحديد هذه الأنماط غير ممكن بواسطة التحليل النظري للتجويف الصوتي ولذلك، فإنه تم إتباع وسيلة رقمية، طريقة العناصر المنتهية.

يتم استخدام نموذج لوحة / تجويف لبيان فعالية طريقة العناصر المنتهية باستعمال برنامج خاص من أجل التنبؤ بالضوضاء المنبعثة في التجويف و دراسة تأثير تغيرات المعاملات الهيكلية للوحة مستطيلة الشكل على استجابة الاهتزاز الصوتي. يتم تطبيق وسيلة العناصر المنتهية في نهاية الأمر على مقصورة الجرار. يتم تقييم الأنماط الصوتية للمقصورة، ويتم معرفة وتحديد ترددات الرنين الصوتي. . يتم الحصول على مستوى الضوضاء داخل المقصورة على مستوى الأذن اليمنى للسانق، ويتم تحديد الترددات التي تميزت بها مستويات الضوضاء القصوى في نطاق الترددات المنخفضة للطنين. فعالية المادة الماصة للصوت، المادة اللزجة المرنة، والكتلة المضافة على استجابة الاهتزاز الصوتي هي أيضا تم دراستها.

## REMERCIEMENTS

En premier lieu, j'aimerais remercier particulièrement mon directeur de mémoire, le Professeur A. AIAD pour son aide précieuse, sa disponibilité, ses conseils et sa patience tout au long de ce travail.

Je remercie également les membres du Jury pour avoir accepté de juger ce travail.

J'exprime ma gratitude à Mr. A. ABDELLAH EL-HADJ de l'Université de Médéa pour sa grande disponibilité et son assistance dans la partie simulation.

Je tiens à remercier tous mes amis et collègues de travail pour leurs aides et soutiens. Je citerai en particulier Mr. M. ZIRARI, Mr. A. MOHRI et Mr. A. ZEMIR de l'Université de Médéa pour leurs sincères encouragements et leurs précieux conseils à poursuivre et réaliser ce travail.

Je n'oublie pas les membres de ma famille, pour leurs encouragements et soutiens, ainsi que toutes les personnes qui auront contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.

## TABLE DES MATIERES

RESUME

REMERCIEMENTS

TABLE DES MATIERES

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

INTRODUCTION	9
1. GENERALITES SUR LES SYSTEMES VIBROACOUSTIQUES	
1.1. Introduction	13
1.2. Système plaque/cavité	13
1.3. Les Approches numériques du problème vibroacoustique	15
1.3.1. Méthode des éléments finis	15
1.3.2. Méthodes d'éléments finis de frontière	19
1.4. L'influence de propriétés structurelles sur la réduction de bruit	19
1.5. Conclusion	20
2. ANALYSE VIBROACOUSTIQUE PAR ELEMENTS FINIS	
2.1. Fondement théorique	21
2.2. Méthode des éléments finis pour les problèmes intérieurs	21
2.3. Formulation variationnelle	24
2.4. Formulation d'éléments finis	26
2.5. Analyse des cavités avec des parois rigides	29
2.6. Couplage acoustique Fluide-Structure	29
2.7. Les grandeurs acoustiques de sortie	30
3. ETUDE DU SYSTEME PLAQUE/CAVITE	
3.1. Introduction	32
3.2. Résonance acoustique d'une cavité	32
3.3. Modèle plaque-cavité	33
3.3.1. Présentation	33
3.3.2. Approche analytique	34
3.3.3. Approche numérique	35
3.4. Étude comparative	42
3.4.1. Simulation de la réponse vibroacoustique et comparaison avec d'autres approches	42
3.4.2. Influences de la variation des paramètres structuraux sur le comportement vibroacoustique du système plaque-cavité	49
3.5. Conclusions	51

4. ANALYSE VIBROACOUSTIQUE D'UNE CABINE DE TRACTEUR	
4.1. Introduction	53
4.2. Présentation du problème	53
4.2.1. Le modèle de la cabine de tracteur	56
4.3. Simulation numérique	57
4.3.1. La résonance de cavité de la cabine de tracteur	58
4.3.2. Analyse harmonique du model vibroacoustique	61
4.4. Résultats et discussion	66
4.4.1. Vérification de la linéarité	66
4.4.2. Caractéristique dynamiques du modèle vibroacoustique	67
4.4.2.1. Emplacement de la force d'Excitation	67
4.4.2.2. Absorption acoustique	68
4.4.2.3. Amortissement Structurel	71
4.4.2.4. La masse ajoutée	75
4.5. Conclusion	76
CONCLUSION	78
APPENDICES	
A. Liste des symboles et des abréviations	81
B. Notions acoustiques	83
REFERENCES	90

## LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1	Les mécanismes de génération de bruit	10
Figure 1.1	Système plaque/cavité	14
Figure 2.1	Cavité acoustique de forme irrégulière	22
Figure 2.2	Les Conditions aux limites d'une cavité acoustique	23
Figure 3.1	Le système couplé plaque cavité	33
Figure.3.2	(a) élément solide shell63 (b) élément fluide fluid30	37
Figure 3.3	Maillage1, 2 et 3	38
Figure 3.4	Les cinq premiers modes de résonances de la cavité	40
Figure 3.5	Les cinq premiers modes de résonances de la cavité découplées et couplées	46
Figure 3.6	Spectres superposés du niveau de pression au point intérieur M1 calculés pour les différentes approches	48
Figure 3.7	Spectres de niveau de pression mesurés au point M1 pour les différents facteurs de perte par amortissement structural	50
Figure 3.8	Spectres de niveau de pression mesurés au point M1 pour les valeurs d'épaisseur 1.5, 2 et 2.5 mm	51
Figure 4.1	La cabine de tracteur considéré (Les dimensions sont en : m)	56
Figure 4.2	Modèle d'élément fini de la cavité de la cabine	58
Figure 4.3	Huit Premiers modes de la cavité de la cabine	60
Figure 4.4	Organigramme de l'approche élément finis pour le modèle couplé	62
Figure 4.5	Modèle élément finis du milieu fluide de la cabine	63
Figure 4.6	Le Niveau de pression acoustique à la position de l'oreille droite du conducteur	64
Figure 4.7	Distribution de la pression acoustique dans la cabine à $Z = 0.59$ m	65
Figure4.8	La comparaison du niveau de pression acoustique pour vérifier la linéarité	66

Figure 4.9	Les deux points d'applications de la force d'excitation sur la structure de la cabine	67
Figure 4.10	La comparaison du niveau de pression acoustique pour deux différents emplacements d'excitation	68
Figure 4.11	Matériaux acoustiques absorbants	70
Figure 4.12	Matériau acoustique absorbant appliqué sur toute la cabine	70
Figure 4.13	Les réponses acoustiques du modèle avec l'application du matériau acoustique absorbant	71
Figure 4.14	Réponses acoustiques du modèle avec le matériau viscoélastique	73
Figure 4.15	Distribution interne de la pression acoustique à 70 Hz dans la cabine à $Z=0.59$ m.	74
Figure 4.16	Réponse acoustique du modèle avec la masse ajoutée du matériau acoustique absorbant	75
Tableau 1	Durée maximale d'exposition autorisée à un niveau de pression acoustique pour les conducteurs de véhicules automobiles	11
Tableau 3.1	Les dix premières fréquences de résonance de cavité	35
Tableau 3.2	Comparaison entre les résonances analytiques et simulées	39
Tableau 3.3	Erreur du calcul élément fini sur les fréquences de résonance	41
Tableau 3.4	Fréquences propres couplées calculées par Ansys et Sysnoise	42
Tableau 3.5	Fréquences propres couplées et découplées du système plaque cavité	44
Tableau 3.6	Variations considérées pour les deux paramètres étudiés.	49
Tableau 4.1	Les propriétés mécaniques et géométriques de la structure	57
Tableau 4.2	Les propriétés mécaniques et acoustiques du fluide	57
Tableau 4.3	Les huit premières fréquences de résonances de la cavité	59
Tableau 4.4	Le coefficient d'absorption d'une mousse d'épaisseur 30 mm	69

## INTRODUCTION

Actuellement, l'amélioration du confort acoustique par la réduction du bruit à l'intérieur des véhicules constitue l'un des principaux objectifs des constructeurs automobiles. Le défi à relever pour la prédiction de ce confort réside dans la connaissance de l'environnement acoustique, notamment la connaissance des modes de résonance, où à ces fréquences particulières, la puissance transportée par les ondes sonores est à son maximum [1]. En plus de la nuisance sonore et son impact sur les auditeurs (problèmes de santé, perte auditive, dégradation de la sécurité et de la compétence professionnelle), ces résonances peuvent contribuer aussi à augmenter les contraintes imposées par les vibrations sur la structure, ce qui aura pour conséquence sa détérioration.

L'identification des résonances est indispensable pour contrôler le bruit, et ainsi, la possibilité d'envisager leur réduction ou atténuation par des techniques de lutte contre le bruit passive et active. Le contrôle passif du bruit est une approche traditionnelle de réduction du bruit par des méthodes passives comme l'isolation. Le contrôle actif du bruit nécessite d'utiliser le phénomène d'interférence, qui résulte de la superposition de deux ou plusieurs ondes de même fréquence, mais différant par la phase ou par la direction de propagation.

L'utilisation conjointe de ces deux méthodes n'est pas contradictoire, en raison de la complémentarité de leurs contributions respectives. L'application pratique de la méthode de contrôle passif du bruit peut offrir des avantages appréciables aux hautes fréquences, en raison des performances croissantes des matériaux absorbants acoustiques. Cependant l'application pratique de la méthode de contrôle actif présente une meilleure efficacité dans la gamme audible en basse fréquence.

Dans tous les cas, l'amélioration du confort acoustique à l'intérieur des véhicules nécessite une connaissance phénoménologique importante. Cette dernière, liée à l'application, passe nécessairement par une phase de diagnostic,

afin d'identifier et de comprendre les phénomènes vibro-acoustiques mis en jeu et par une phase de modélisation permettant de valider le diagnostic effectué et d'envisager des possibilités de réduction des émissions et des transmissions sonores dans l'habitacle. Dans cette optique, il convient de distinguer trois mécanismes importants intervenant dans la génération du bruit dans un habitacle de véhicule, rencontrés en pratique :

- Les sources de bruits internes ou externes, dites « principales » ou « primaires », générant l'énergie.
- Les voies solidiennes ou aériennes de transmission de cette énergie
- Les émissions sonores engendrées par la vibration des différents éléments de l'habitacle (rayonnement des panneaux et cadres de la structure), agissant comme des sources « apparentes ».

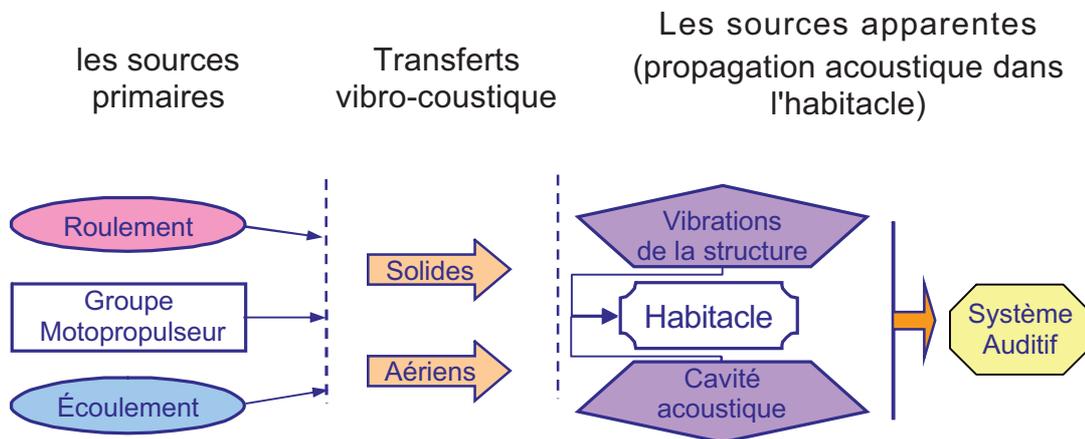


Figure 1 : Les mécanismes de génération de bruit

D'habitude, le bruit solidien dans les automobiles est prédominant aux fréquences en dessous de 250 Hz puisque les organes composant le moteur ont des niveaux d'excitation structurels jusqu'à une fréquence de 250 Hz [2]. L'expérience a prouvé que le bruit solidien dans les véhicules est prédominant aux fréquences en dessous de 250 Hz et le bruit aérien est dominant aux fréquences en dessus de 400 Hz [3]. La vibration due aux conditions de route excite généralement le bruit solidien aux fréquences de moins de 25 hertz. Le régime de ralenti du moteur et ses harmoniques ont une excitation forte aux fréquences en dessous de 250 hertz. Généralement, le bruit induit par le moteur prédomine au-dessus du bruit excité par la route excepté sur les surfaces de route cahoteuse, où l'excitation de route peut être beaucoup plus haute que celle produite par le

moteur. Le bruit solidien dans la cabine de véhicule est produit principalement par des résonances de corps excitées par divers harmoniques de moteur [4].

La modification structurale a pour but de réduire les niveaux de réponse. Pour un système vibratoire, la réponse en termes d'amplitude de vibration dépend de la force d'excitation et des caractéristiques dynamiques du système. La caisse d'une cabine de véhicule est un système vibratoire complexe et du point de vue de bruit c'est le composant le plus important dans la lutte contre le bruit, puisque c'est cette structure qui émet finalement toute l'énergie du son entendu par les occupants [4]. La conception de la structure de véhicule peut jouer ainsi un grand rôle dans le contrôle de bruit interne. Quand certains modes structuraux du corps de véhicule sont changés, une réduction de niveau de bruit peut être réalisée. Le degré de réduction dépend des propriétés structurales (masse, rigidité et amortissement) de la coque d'une carrosserie de véhicule, et également des caractéristiques spectrales du bruit. Cependant, aucune technique pratique simple n'a été jusqu'ici envisagée. L'analyse spécifique est exigée avant la détermination de l'application d'une ou plusieurs mesures pour réduire le bruit solidien d'une cabine de véhicule particulière.

Le bruit dans les cabines de tracteur est généralement plus élevé que dans les compartiments de tout autre véhicule, en raison de la structure légère de cabine qui émet le bruit fort en basse fréquence. Par ailleurs, en milieu de travail, une exposition quotidienne à des niveaux de bruit élevés constitue un facteur de risque qui peut entraîner une surdité d'origine professionnelle consécutive à des atteintes au niveau de l'oreille interne. Les risques d'atteintes auditives et leur gravité augmentent en fonction du niveau de bruit et de la durée de l'exposition.

Tableau 1 : Durée maximale d'exposition autorisée à un niveau de pression acoustique, pour les conducteurs de véhicules automobiles [5].

Niveau de pression acoustique en dB(A)	Durée maximale d'exposition en heures
90	8
95	4
100	2
105	1
110	0.5
115	0.25

Remarque : Dans le tableau (1), une augmentation de 3 dB équivalent à une augmentation du simple au double.

L'objectif général de ce mémoire est de définir l'évaluation du bruit de bourdonnement dans la cabine d'un tracteur et l'étude des mesures efficaces pour le contrôle de bruit.

Chaque habitacle de véhicule possède sa propre structure, et des caractéristiques dynamiques particulières. C'est pourquoi il n'y a aucune pratique simple dans la conception acoustique de véhicule. La résolution analytique se limitant aux géométries simples, le traitement des géométries complexes nécessite l'emploi des méthodes numériques. Parmi celles-ci, on se focalise sur la technique des éléments finis effectuée par le code de calcul ANSYS®. En effet, elle permet la modélisation du comportement acoustique d'une structure contenant un milieu fluide, communément appelée cavité acoustique.

Cette étude est composée de quatre parties :

Dans la première partie, un système plaque/cavité est utilisé pour une analyse vibroacoustique validée par une approche numérique et pour traiter l'influence de la variation des paramètres structuraux sur la réponse acoustique d'une plaque vibrante à l'intérieur d'une cavité.

La deuxième partie est consacrée à la détermination des fréquences de résonances de la cavité à l'intérieure du véhicule, dont il faut s'éloigner pour éviter l'amplification du bruit dans la gamme de fréquences visées.

La troisième partie présente l'analyse en régime harmonique du modèle acoustique structural, compte tenu de l'interaction entre le fluide et la structure à l'intérieur de la cabine.

La quatrième partie s'attache à analyser les mesures potentielles qui aideront à réduire le bruit solidien interne.

## CHAPITRE 1

### GENERALITES SUR LES SYSTEMES VIBROACOUSTIQUES

#### 1.1. Introduction

L'interaction entre un espace acoustique et une frontière vibrante de la structure est un processus complexe, ce qui est devenu un domaine important pour la poursuite de recherches dans divers secteurs de l'ingénierie et de la technologie. En particulier, nous pouvons trouver ces systèmes couplés, acoustique-structural, dans diverses applications pratiques comme les habitacles de voitures, les fuselages d'aéronefs, les encoffrements de machines industrielles, les bâtiments, les instruments acoustiques, les structures navales, et aérospatiales.

De nombreuses études analytiques, numériques et expérimentales ont été effectuées dans les dernières décennies pour étudier le comportement vibroacoustique, en s'appuyant sur un système composé d'une plaque couplée à une cavité parallélépipédique. La modélisation d'un tel système est relativement simple et implémentable. Les paramètres mécaniques et géométriques peuvent être maîtrisés dans la modélisation ou dans l'expérimentation sur une maquette [6]. Le paragraphe suivant contient une brève revue de certaines contributions notables du système plaque cavité.

#### 1.2. Système plaque/cavité

Bien que l'étude du système plaque/cavité Figure (1.1) ait commencé à la moitié du XXe siècle, elle est toujours d'actualité [6]. Dans ce système, une plaque rectangulaire flexible est couplée avec une cavité acoustique de cinq parois rigides pour modéliser les phénomènes vibroacoustiques qui sont généralement trouvés dans notre environnement (encoffrements de machines, compartiments de voitures, bâtiments).

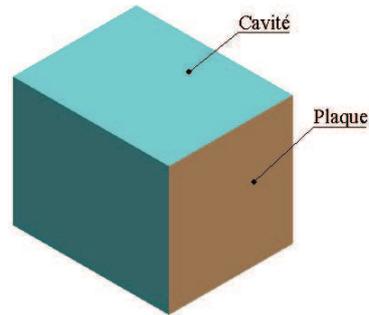


Figure 1.1: Système plaque/cavité

Les premières études sur l'analyse du système plaque cavité reviennent à Lyon et Dowell et Voss [7]. Par la suite, d'autres travaux, notamment ceux de Pretlove, de Battacharya et Crocker ou de Guy et Pretlove ont progressivement amélioré l'analyse théorique en décrivant le couplage modal du système complet grâce aux différents sous-systèmes considérés séparément [8]. Parallèlement à ces travaux, Guy et Battacharya ont traité en détail le problème de transmission du son à travers la plaque couplée à la cavité [9].

Dowell a développé en 1977 une approche modale, appelée acoustoélasticité, pour traiter le problème d'interaction entre le champ de pression acoustique interne et la paroi flexible d'une cavité [10]. Après avoir posé les bases théoriques de cette méthode modale, il y présente l'application à différentes configurations comme des cavités connectées entre elles par des parois flexibles ou une cavité couplée à une plaque. Ces travaux sont considérés comme une référence dans le domaine de l'interaction fluide-structure [8].

Par la suite, de nombreuses études ont été effectuées pour des cas plus complexes en s'appuyant sur la méthode développée par Dowell. Narayanan et Shanbhag ont par exemple, étudié la transmission sonore et la réponse structurale d'une plaque sandwich couplée à une cavité [11]. Avec la progression des moyens informatiques, la méthode a été également appliquée par Bokil et Shirahatti [12]. Cette méthode a également permis d'approfondir les notions de couplage fort et couplage faible (Pan et Bies) ou le rôle de l'amortissement dans la réponse d'un système couplé (Cheng, Pan et al.) [8].

La prédiction Vibroacoustique des systèmes couplés en basses et moyennes fréquences est généralement réalisée par la méthode des éléments finis (MEF) ou la Méthode des éléments finis de frontières (MEFF), l'utilisation de

ces deux méthodes numériques permettent également de traiter des configurations plus complexes. Becot et Sgard ont étudié avec les Méthodes des éléments finis le potentiel des matériaux poroélastiques pour contrôler le bruit en basse fréquence d'une paroi flexible couplée avec une cavité parallélépipédique [13].

### 1.3. Les Approches numériques du problème vibroacoustique

L'approche analytique peut-être appliquée pour les cavités d'une géométrie et de conditions aux limites simples. Toutefois, les cavités rencontrées dans des problèmes réels ont souvent une géométrie et des conditions aux limites complexes pour lesquelles la solution analytique de l'équation différentielle est extrêmement difficile.

Dans ce sens, les chercheurs ont développé des techniques numériques qui peuvent être utilisées pour prédire le champ de pression à l'intérieur d'une cavité. La méthode des éléments finis et la méthode des éléments de frontière sont les deux techniques de premier plan qui sont utilisées pour obtenir des solutions numériques pour le problème vibroacoustique des cavités. Dans la section suivante, une brève revue est donnée sur les contributions importantes apportées par ces deux techniques et ses applications.

#### 1.3.1. Méthode des éléments finis

La Méthode des éléments finis (MEF) est une méthode numérique utilisée pour résoudre des équations intégrales ou différentielles. Elle a été appliquée à un certain nombre de problèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.), où les équations différentielles qui les gouvernent sont disponibles.

Historiquement, la méthode des éléments finis a été à l'origine développée pour étudier les champs de contraintes dans les structures complexes d'aéronefs au début des années 60. Par la suite, elle a été étendue et largement appliquée pour trouver des solutions approximatives à une grande variété de problèmes en mathématiques, sciences et ingénierie [14].

C'est Richard Courant (1888-1972) qui fut le premier à avoir présenté la fonction continue par morceaux définies sur des domaines triangulaires en 1943,

puis il a utilisé ces éléments triangulaires combinés avec le principe d'énergie potentielle minimum pour étudier le problème de torsion de St Venant en mécanique des milieux continus. Il a également décrit les propriétés des éléments et des équations d'éléments finis basés sur le principe variationnel. En 1965, la méthode des éléments finis a reçu une interprétation encore plus large lorsque Zienkiewicz et Cheung (1965) ont suggéré qu'elle est applicable à tous les problèmes sur le terrain pouvant être exprimés sous forme variationnelle. Au cours des années 1960 et début 1970, une attention considérable a été donnée aux erreurs, critères des bornes et de convergence pour les approximations par éléments finis à des solutions de divers problèmes de la mécanique des milieux continus [15].

Au début des études vibroacoustiques, la méthode des éléments finis a été appliquée à l'analyse de cavité acoustique, et a été limitée aux modèles bidimensionnels. En 1966, Gladwell et Zimmermann ont développé une formulation énergétique de la théorie vibroacoustique, qui a contribué à l'application de la méthode des éléments finis pour l'analyse de cavité acoustique [16]. Craggs [1972, 1973] a apporté des contributions pour développer l'approche éléments finis dans l'acoustique. Les éléments finis tétraédriques et cubiques ont été introduits, avec une variation linéaire de la pression entre les noeuds, utilisés pour trouver les fréquences et les modes propres d'une cavité acoustique [17]. La méthode a été utilisée pour calculer les modes et fréquences de l'habitacle d'une voiture, et valider avec les résultats expérimentaux. En 1973, Craggs a présenté la méthode des éléments finis en acoustique utilisée pour des problèmes de transmission sonore en basse fréquence. L'étude de Craggs a considéré les influences des surfaces flexibles sur les modes et les fréquences propres, y compris : 1) une cavité avec une frontière flexible et 2) couplage structural entre deux cavités séparées par une cloison flexible ce qui permet la transmission indirecte et directe du son. Les modes et les fréquences propres pour le système complètement couplé peuvent être utilisés pour calculer la réponse de pression dans l'espace de passager soit par une source d'accélération du moteur ou par une force agissante sur les frontières [15].

Everstine et al. [1975] a présenté des méthodes avec lesquelles l'interaction dynamique des structures avec les fluides environnants peut être calculée en

utilisant des techniques d'éléments finis. Le problème d'interaction de fluide-structure a été résolu par NASTRAN, un code de calcul initialement développé pour la NASA (National Aeronautics and Space Administration), à la fin des années 1960. La MacNeal-Schwendler Corporation, actuellement MSC.Software, a été l'un des principaux développeurs d'origine du code NASTRAN. Le code source de NASTRAN est intégré dans un certain nombre de logiciels distribués par différentes sociétés. La méthode des éléments finis fourni par NASTRAN a été appliquée à l'analyse vibro-acoustique de l'habitacle de véhicule par Wolf, Jr., et al. [1976] et sung [1981] [15].

Nefske et Howell [1978] ont étudié la méthode des éléments finis pour le calcul du bruit interne excité par des panneaux et ont décrit une approche pour l'identification des panneaux potentiellement bruyants à côté du passager, qui était le début d'analyse de la contribution des panneaux acoustiques (PACA). La méthodologie a été illustrée en l'appliquant à la production d'automobile dans un modèle bidimensionnel. Plus tard, PACA a été étendue à des compartiments plus complexes de véhicule dans d'autres études de bruit interne de véhicule [2,3].

Ainsi la demande de simuler la cabine de véhicule de forme complexe a augmenté, la découverte d'une manière efficace pour résoudre le grand nombre d'équations aux dérivées partielles exprimées sous forme de matrices contenant beaucoup de degrés de liberté est devenue un problème critique. Wolf Jr. [1977] a présenté une technique de synthèse modale dans le système structural acoustique. L'approche était essentiellement utile pour déterminer les propriétés acoustiques intérieures en basse fréquence pour des cabines de voiture, de train et d'avion, où la longueur d'onde acoustique était du même ordre ou grandeur que les dimensions de la structure. L'équation peut être résolue pour établir les fréquences propres et les formes de mode d'un système couplé. En pratique, le coût informatique et l'économie du temps ont été réalisés en gardant seulement une partie sélectionnée des modes de cavité et de structure [15].

C'est principalement à partir de 1980 que les modèles tridimensionnels d'éléments finis ont été utilisés pour l'analyse vibroacoustique. Sung [1981] a utilisé un modèle acoustique tridimensionnel d'éléments finis pour calculer les résonances de cavité pour les chambres de combustion et les fréquences de bourdonnement de cavité pour les compartiments de passagers. Nefske et sung

[1983, 1984] ont expliqué la dérivation du modèle vibroacoustique d'éléments finis, l'application du logiciel NASTRAN dans l'analyse du modèle tridimensionnel de la cabine de véhicule, et la vérification expérimentale. Les applications précédentes de la méthode des éléments finis à l'habitacle ont inclus la prédiction des réponses acoustiques de la cavité, mais elles n'ont pas fait coupler le modèle acoustique de compartiment avec le modèle structure de véhicule, et la réponse intérieure de la pression acoustique pourrait seulement être prédite pour des accélérations acoustiques prescrites de frontière. L'accouplement explique la vibration de structure, qui force la réponse acoustique intérieure, et également les chargements de pression acoustiques, qui agissent sur les panneaux de la frontière du compartiment. Les méthodes de solution modales ont été développées pour traiter de grands systèmes couplés, où les paramètres modaux ont été obtenus par la méthode des éléments finis et les approches analytiques. La méthode des éléments finis et la procédure de solution modale ont été utilisés pour développer un modèle vibro-acoustique couplé d'un véhicule afin de prédire le bruit interne, qui a été expérimentalement vérifiée. Flanigan et Borders [1985] sont servis de cette méthode pour prédire le bruit de bourdonnement de l'habitacle qui a été dans la gamme de fréquence de 20 hertz à 80 hertz. Sung et Nefske [1984] ont également présenté l'application de la technique de synthèse modale pour développer un modèle analytique de système vibro-acoustique du véhicule. Le modèle a été résolu pour prédire le bruit interne en basse fréquence qui se produit dans des conditions de fonctionnement réelles du véhicule.

Basé sur la théorie vibroacoustique, plusieurs codes d'éléments finis sont devenus disponibles pour résoudre les modèles vibroacoustiques à grande échelle. Misun et Deutscher [1997] se sont servis de la méthode des éléments finis pour un modèle de cabine de camion résolu par ANSYS. Deux exemples à grande échelle sont fournis par Mohanty et al. [2000], et Desmet et al. [2003].

Kim et Lee et al. [1998, 1999] ont étudié l'influence des coefficients de couplage sur le modèle éléments finis vibroacoustique couplé. Basé sur le modèle de réponse structurel-acoustique, dans lequel la pression interne a été décrite en termes de paramètres modaux et des coefficients de couplage modaux vibroacoustiques du système carrosserie et habitacle du véhicule, considérant uniquement que quelques modes, les coefficients de couplage modaux pourraient

conduire à la bonne analyse du bruit solidien de la cabine. Mais l'acquisition des données exactes sur les modes structuraux par expérimentation est exigée, ce qui est tout à fait difficile dans un compartiment de forme complexe de véhicule.

### 1.3.2. Méthode d'éléments finis de frontière

La méthode des éléments de frontière est une technique de prédiction numérique pour résoudre des problèmes d'ingénierie. La méthode des éléments frontière est devenue une alternative de modélisation utile pour plusieurs types de problèmes d'ingénierie, notamment pour des problèmes impliquant des domaines non bornés comme les problèmes vibroacoustiques externes.

On peut distinguer trois classes de méthodes. La méthode directe basée sur l'équation d'Helmholtz, la méthode indirecte basée sur la théorie du potentiel et pour laquelle le champ de pression est exprimé en terme de potentiel de couches sur la surface, et enfin la méthode variationnelle, utilisant soit une forme intégrale directe soit indirecte [18].

Le principal avantage de ces méthodes est la réduction des dimensions du problème et du nombre de degrés de liberté associés. Malheureusement, elles souffrent de nombreuses difficultés. Ces difficultés incluent l'évaluation de termes singuliers et la non-unicité de la solution dans certains cas. De plus les formulations directes et indirectes produisent des matrices non symétriques, pleines, et qui dépendent de la fréquence. La méthode variationnelle produit des matrices symétriques mais l'évaluation numérique de ces matrices est plus coûteuse en temps de calcul. Pour les problèmes intérieurs, un autre avantage de la méthode des éléments finis est la possibilité de calculer et d'utiliser des fréquences propres et des déformées modales du problème. Pour les méthodes d'éléments finis de frontière, une analyse modale classique est impossible à cause de la dépendance fréquentielle des matrices. Notons tout de même que des formulations ont été proposées pour obtenir les fréquences propres acoustiques du système [18].

### 1.4. L'influence de propriétés structurelles sur la réduction de bruit

Marburg et Hardtke [1997, 1998] ont décrit une méthodologie pour améliorer la structure de panneau en ajoutant des nervures au panneau comme

renforts de la cabine de véhicule pour la réduction de bruit solidien. Choi H.G. et al. [1997] et Kang et al. [2000] ont proposé un modèle unidimensionnel de la cavité de voiture avec une garniture pour étudier son effet sur la réduction de bruit solidien interne de la cabine. Birkett et al. [1998] ont utilisé la méthode des éléments finis pour évaluer l'effet de la mousse de polyuréthane sur la rigidité de l'habitacle de véhicule et son effet en réduction du bruit de la cabine. La modification de la rigidité structurale et l'amortissement peut être utile dans la réduction de bruit interne de véhicule. Cependant, il n'y a aucune conclusion simple. L'application de ces mesures a été basée sur des études de chaque cas particulier [15].

### 1.5. Conclusion

En conclusion, l'étude bibliographique montre que les méthodes appropriées pour prédire et analyser le confort vibroacoustique dans les cavités sont les méthodes basées sur l'utilisation d'éléments finis et d'éléments finis de frontière. Ces méthodes sont adaptées pour des régimes de fonctionnement situés en basses et moyennes fréquences, où la densité modale structurale est suffisamment faible.

La différence fondamentale entre la méthode des éléments finis et la méthode des éléments de frontière, c'est que dans la méthode des éléments finis tout le domaine fluide structure doit être discrétisé, et les matrices élémentaires obtenues sont des matrices bandes, symétriques, et ne dépendent pas de la fréquence. Tandis que dans la méthode des éléments de frontière nécessitent seulement une discrétisation de l'interface fluide-structure au lieu du volume fluide entier, et les matrices obtenues sont des matrices pleines, non symétriques et dépendent de la fréquence.

Pour analyser et évaluer les fréquences propres, la méthode des éléments finis est plus appropriée pour les problèmes vibroacoustiques internes que la méthode des éléments de frontière. Dans cette étude, le comportement vibroacoustique du système plaque cavité et de la cabine de tracteur est donc modélisée par la méthode des éléments finis.

## CHAPITRE 2

### ANALYSE VIBROACOUSTIQUE PAR ELEMENTS FINIS

#### 2.1. Fondements théoriques

##### 2.1.1. Equations gouvernantes

En résolvant des problèmes d'interaction fluide-structure en acoustique, les équations de la dynamique des structures doivent être considérées avec les équations de mouvement de fluide et les équations de continuité d'écoulement. Les équations du mouvement (Navier-Stokes) et de continuité du fluide sont simplifiées pour obtenir l'équation d'onde acoustique en utilisant les hypothèses suivantes [19].

1. Le fluide est compressible (des changements de densité dus aux variations de pression)
2. Le fluide est non visqueux (aucune dissipation visqueuse) ;
3. Il n'y a aucun écoulement du fluide ;
4. La densité et la pression moyennes sont uniformes dans tout le fluide.

L'équation d'onde acoustique est donnée par :

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad (2-1)$$

$c$ : la vitesse du son dans un milieu fluide.

$p$ : le champ de pression acoustique en tout point  $(x, y, z)$  du domaine et à l'instant  $t$  ( $=p(x, y, z, t)$ );

$t$ : le temps ;

$\nabla^2$ : L'opérateur de Laplace.

#### 2.2 Méthode des éléments finis pour les problèmes intérieurs

La méthode des éléments finis permet de discrétiser un problème continu complexe en une multitude de cellules simples dont le comportement physique est

connu par des lois élémentaires. Elle permet de résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles et donc représenter la physique de plusieurs phénomènes [20].

La physique présentée dans cette section est le comportement acoustique d'une cavité de volume ( $V$ ) figure (2.1). La simulation par la méthode des éléments finis nécessite la discrétisation du domaine fluide étudié par un maillage.

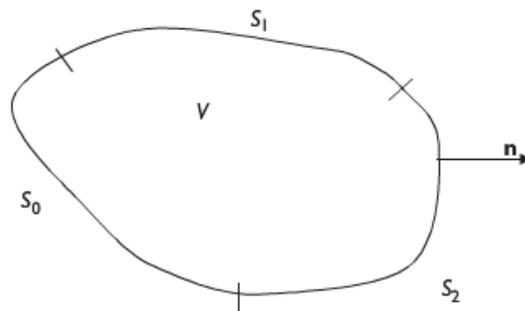


Figure 2.1 : Cavité acoustique de forme irrégulière

La frontière de la cavité est divisée en trois parties  $S_0$ ,  $S_1$  et  $S_2$  comme le montre la figure 2.1. La partie  $S_0$  représente la paroi rigide réfléchissante, la partie  $S_1$  représente la paroi flexible et  $S_2$  représente la paroi rigide absorbante.

L'équation (2.1) peut être réécrite comme suit:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-2)$$

Les conditions de frontière pour  $p$  sont déterminées à partir de considérations mécaniques de fluide. Quand les plaques qui forment les frontières de la cavité sont en mouvement de petite amplitude, un équilibre des quantités de mouvement exige que la condition appropriée de frontière soit exprimée comme suit:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 u \quad \text{sur} \quad S_1 \quad (2-3)$$

Avec

$\rho_0$ : la densité moyenne du fluide;

$n$ : représente la direction normale du panneau ;

$\ddot{u}$ : l'accélération normale du panneau (=  $\ddot{u}(x, y, z, t)$ ).

Pour une surface solide ( $S_0$ ), qui peut également s'appeler « frontière rigide » [20] :

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad \text{sur} \quad S_0 \quad (2-4)$$

Si une partie de la frontière rigide est recouverte d'un matériau acoustique absorbant dont l'impédance acoustique spécifique est  $Z_a$ , la condition de frontière pour  $p$  sera comme suit:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 \frac{p}{z_a} \quad \text{sur} \quad S_2 \quad (2-5)$$

Les trois types de conditions aux limites mentionnés ci-dessus sont illustrés sur la figure (2.2).

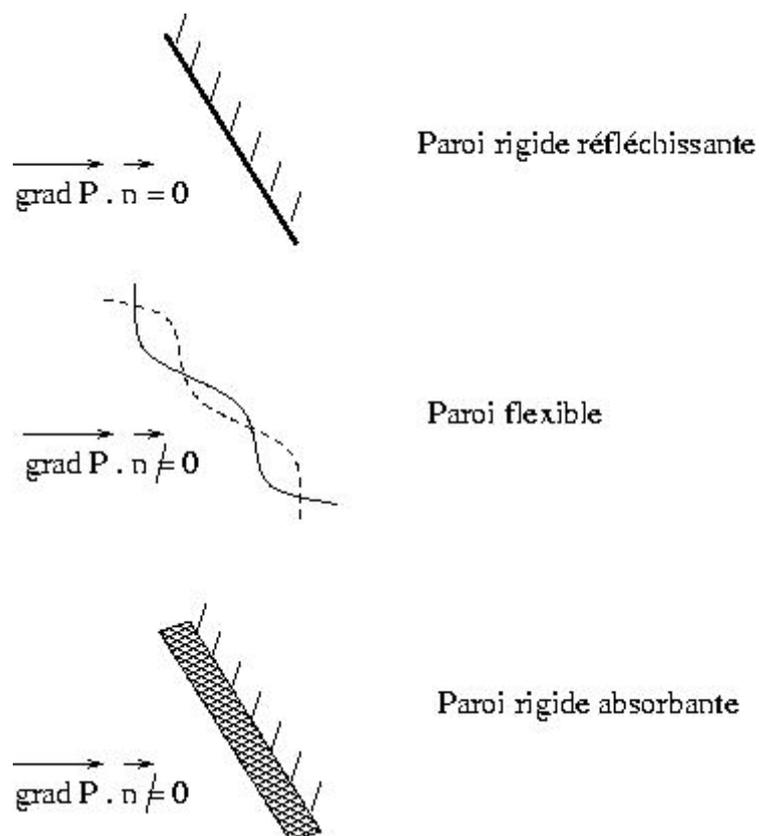


Figure 2.2 : les Conditions aux limites d'une cavité acoustique

La solution au problème ci-dessus peut être réalisée en faisant l'hypothèse que les plaques sont forcées pour vibrer avec harmonie comme [21]:

$$p = p_0 e^{j\omega t} \quad (2-6)$$

$$u = u_0 e^{j\omega t} \quad (2-7)$$

Avec

$p_0$ : L'amplitude de la pression ( $=p_0(x, y, z)$ );

$u_0$ : L'amplitude du déplacement du panneau ( $=u_0(x, y, z)$ );

$\omega$ : La pulsation ( $\omega = 2\pi f$ );

$f$ : est la fréquence des oscillations de la pression.

L'Equation (2.1) se réduit à l'équation de Helmholtz :

$$\frac{\omega^2}{c^2} p + \nabla^2 p = 0 \quad (2-8)$$

Avec les conditions aux limites :

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 j \omega v \quad \text{sur } S_1 \quad (2-9a)$$

Avec  $v$ : vitesse normale du panneau ( $=v(x, y, z, t)$ ).

$$\text{Et/ou } \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad \text{sur } S_0 \quad (2-9b)$$

$$\text{Et/ou } \frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 j \omega \frac{p}{z_a} \quad \text{sur } S_2 \quad (2-9c)$$

La solution analytique de l'équation (2-8) soumise aux conditions aux limites de l'équation (2-9) n'est possible que pour des géométries simples. Cependant pour des cavités acoustiques de forme irrégulière, le recours à la solution approchée est absolument nécessaire.

### 2.3 Formulation variationnelle

La formulation variationnelle est une forme équivalente de l'équation différentielle du problème étudié, permettant de réduire certaines contraintes mathématiques (essentiellement des discontinuités) et qui a pour avantage de pouvoir par la suite être résolue de manière approchée, ce qui sera le cas dans la méthode par éléments finis. Cette formulation peut être obtenue en utilisant une méthode générale basée sur la technique des résidus pondérés [20].

Si  $\bar{p}$  est une solution approchée donc, à partir de l'équation (2-8) :

$$\frac{\omega^2}{c^2} \bar{p} + \nabla^2 \bar{p} = \varepsilon_1 \neq 0 \quad (2-10)$$

Où  $\varepsilon_1$  est une erreur non nulle. La méthode des résidus pondérés consiste à annuler l'erreur commise sur le résidu, en multipliant l'équation (2-10) par la fonction de pondération  $\bar{w}$ , et en intégrant sur le volume entier du domaine on trouve :

$$\int_V \bar{w} \nabla^2 \bar{p} dV + \omega^2 \int_V \frac{1}{c^2} \bar{w} \cdot \bar{p} dV = 0 \quad (2-11)$$

Différentes fonctions de pondération peuvent être utilisées conduiront à différentes méthodes des résidus pondérés.

Appliquant le théorème de Green sous la forme suivante:

$$\int_V \bar{w} \nabla^2 \bar{p} dV = \int_S n \cdot (\bar{w} \nabla \bar{p}) dS - \int_V \nabla \bar{w} \cdot \nabla \bar{p} dV \quad (2-12)$$

Au premier terme de l'équation (2-11) on trouve :

$$\int_V \nabla \bar{w} \cdot \nabla \bar{p} dV - \omega^2 \int_V \frac{1}{c^2} \bar{w} \cdot \bar{p} dV = \int_S \bar{w} n \cdot \nabla \bar{p} dS \quad (2-13)$$

Avec  $S = S_0 + S_1 + S_2$ .

Puisque  $\bar{p}$  est une solution approchée, à partir des conditions aux limites présentées dans l'équation (2-9) on obtient :

$$n \cdot \nabla \bar{p} = \varepsilon_2 \neq 0 \quad \text{sur } S_0 \quad (2-14a)$$

$$n \cdot \nabla \bar{p} + j\rho_0 \omega n \cdot v = \varepsilon_3 \neq 0 \quad \text{sur } S_1 \quad (2-14b)$$

Et

$$n \cdot \nabla \bar{p} + j\rho_0 \omega \frac{\bar{p}}{z_a} = \varepsilon_4 \neq 0 \quad \text{sur } S_2 \quad (2-14c)$$

Nous multiplions chacune des équations (2-14) par la fonction de pondération  $\bar{w}$ , et en intégrant sur la partie correspondante de la surface, en additionnant et en annulant chaque erreur commise sur les résidus on trouve :

$$\int_S \bar{w} \cdot n \cdot \nabla \bar{p} dS = -j\omega \int_{S_1} \rho_0 \bar{w} \cdot n \cdot v dS - j\omega \int_{S_2} \frac{\rho_0}{z_a} \bar{w} \cdot \bar{p} dS \quad (2-15)$$

En substituant l'équation (2-15) dans l'équation (2-13), ce qui donne :

$$\int_V \nabla \bar{w} \cdot \nabla \bar{p} dV - \omega^2 \int_V \frac{1}{c^2} \bar{w} \cdot \bar{p} dV + j\omega \int_{S_2} \frac{\rho_0}{z_a} \bar{w} \cdot \bar{p} dS = -j\omega \int_{S_1} \rho_0 \bar{w} \cdot n \cdot v dS \quad (2-16)$$

On doit maintenant considérer une forme de la solution approchée  $\bar{p}$  pour substituer dans cette équation. Cela est généralement atteint en supposant que  $\bar{p}$  prendra la forme suivante :

$$\bar{p} = \sum_{i=1}^n \phi_i(r) q_i \quad (2-17)$$

$\phi_i(r)$  sont les fonctions de forme de l'approximation et  $q_i$  sont des paramètres inconnus à déterminer. Les fonctions  $\phi_i(r)$  doivent être linéairement indépendantes et satisfaire aux conditions aux limites. Ces conditions garantissent que la solution approchée converge alors que le nombre de termes  $n$  dans l'expression (2-17) augmente. Pour la présente application, la fonction de pondération  $\bar{w}$  considérée est de la forme [20].:

$$\bar{w} = \sum_{i=1}^n \phi_i(r) w_i \quad (2-18)$$

L'utilisation de cette forme particulière de la fonction de pondération est connue dans la méthode de Galerkin. En substituant les expressions (2-17) et (2-18) dans l'équation (2-16) en résulte un système d'équations avec les paramètres  $q_i$ . La technique la plus efficace d'obtenir les fonctions  $\phi_i(r)$  pour des problèmes pratiques est la méthode des éléments finis. Par commodité, la solution approchée  $\bar{p}$  et la fonction de pondération  $\bar{w}$  seront écrites sans la barre supérieure pour le reste de ce chapitre.

#### 2.4 Formulation d'éléments finis

La méthode des éléments finis est une procédure efficace qui permet d'obtenir les fonctions  $\phi_i(r)$  dans l'expression (2-17). Il s'assure également que les paramètres  $q_i$  représentent des quantités physiques.

Le volume  $V$  est discrétisé en un nombre de sous-volumes appelés éléments. Il est alors possible d'approximer la répartition de la pression, pour chaque élément, par une expression de la forme [20]:

$$p = [N_a(x, y, z)]_e \{p\}_e \quad (2-19)$$

Désignons par  $[N_a(x, y, z)]_e$  la matrice ligne des fonctions de forme et par  $\{p\}_e$  la matrice colonne des valeurs de pression nodales pour l'élément (e). La fonction de pondération est exprimée sous la forme :

$$w = [N_a(x, y, z)]_e \{w\}_e \quad (2-20)$$

Les expressions (2-19) et (2-20) sont remplacées dans l'équation (2-16) On obtient ainsi.

$$\int_{V_e} \nabla w \cdot \nabla p dV = \{W\}_e^T [k_a]_e \{p\}_e \quad (2-21)$$

Avec  $V_e$  le volume de l'élément (e) et

$$[k_a]_e = \int_{V_e} [B]_e^T [B]_e dV \quad (2-22)$$

Et

$$[B]_e = \left[ \frac{\partial}{\partial x} \quad \frac{\partial}{\partial y} \quad \frac{\partial}{\partial z} \right]^T [N_a]_e \quad (2-23)$$

Aussi

$$\left( \frac{1}{c_0^2} \right) \int_{V_e} w \cdot p dV = \{W\}_e^t [m_a]_e \{P\}_e \quad (2-24)$$

Avec

$$[m_a]_e = \left( \frac{1}{c_0^2} \right) \int_{V_e} [N_a]_e^T [N_a]_e dV \quad (2-25)$$

Si un élément est en contact avec S1 ou S2, il contribue à une des intégrales de surface de l'équation (2-16). La variation de la pression sur une surface d'un élément sera désigné par  $[N_a(S)]_e$ . Ce résultat est obtenu à partir de la fonction de forme  $[N_a]_e$ . Par conséquent [20],

$$\int_{S_e} \left( \frac{\rho_0}{Z_a} \right) w \cdot p dS = \{W\}_e^t [c_a]_e \{P\}_e \quad (2-26)$$

Avec

$$[c_a]_e = \int_{S_e} \left( \frac{\rho_0}{Z_a} \right) [N_a(S)]_e^T [N_a(S)]_e dS \quad (2-27)$$

La distribution de la vitesse normale sur un élément de la surface  $S_1$ , supposée identique à celle du l'élément acoustique, est approchée par

$$n.v = [N_S]_e \{v\}_e \quad (2-28)$$

Avec  $\{v\}_e$  est une matrice colonne des vitesses normales au niveau des nœuds. Par conséquent, l'intégrale finale peut s'écrire alors:

$$\int_{S_e} \rho_0 w n.v dS = \{W\}_e^T [S]_e \{v\}_e \quad (2-29)$$

Avec :

$$[S]_e = \int_{S_e} \rho_0 [N_a(S)]_e^T [N_S]_e dS \quad (2-30)$$

Nous assemblons les matrices élémentaires en remplaçant leurs résultats dans l'équation (2-16) pour obtenir l'équation suivante en termes des matrices globales :

$$\{W\}^T [K_a - \omega^2 M_a + j\omega C_a] \{p\} = -j\omega \{W\}^T [S] \{v\} \quad (2-31)$$

Avec  $\{p\}$  est une matrice colonne de pressions nodales pour le volume entier.

Comme  $\{w\}$  est arbitraire, alors

$$[K_a - \omega^2 M_a + j\omega C_a] \{p\} = -j\omega [S] \{v\} \quad (2-32)$$

Cette équation peut être résolue pour trouver les pressions nodales pour une distribution spécifique de la vitesse normale. On notera que  $K_a$ ,  $M_a$  et  $S$  sont des matrices réelles, tandis que  $C_a$  sera une matrice complexe si  $Z_a$  est complexe.

L'équation (2-32) peut aussi s'écrire comme :

$$[M_a] \{p\} + [C_a] \{p\} + [K_a] \{p\} = -j\omega [S] \{v\} \quad (2-33)$$

## 2.5 Analyse des cavités avec des parois rigides

Dans la plupart des circonstances, les résonances de cavité sont résolues pour une cavité de forme irrégulière avec des frontières rigides. L'équation (2-32) peut être réduite à un ensemble d'équations sous la forme matricielle comme suivant [20]:

$$[K_a - \omega^2 M_a]\{p\} = 0 \quad (2-33)$$

Ou sous la forme :

$$[M_a]\{p\} + [K_a]\{p\} = 0 \quad (2-34)$$

Avec

$$[K_a] = \sum_{e=1}^{n_e} [k_a]_e : \text{La matrice de rigidité acoustique globale}$$

$$[M_a] = \sum_{e=1}^{n_e} [m_a]_e : \text{La matrice de masse acoustique globale}$$

## 2.6 Couplage acoustique Fluide-Structure

Dans la formulation éléments finis donnée précédemment, il a été supposé que la structure provoquant l'excitation du milieu acoustique n'est pas affectée par la réponse acoustique à l'intérieur de la cavité. Toutefois, dans le cas de l'interaction fluide-structure, les parois de la cavité réagissent à la pression à l'intérieur de la cavité et, donc, les déplacements structuraux sont couplés au champ de pression acoustique.

La solution du problème couplé fluide-structure est obtenue par résolution simultanée des deux problèmes plutôt que de les résoudre de manière séquentielle comme c'est le cas pour l'analyse non couplée. Dans ce cas, les équations éléments finis pour la structure, en présence à la fois, la force due à la pression acoustique et la force d'excitation structurale peut s'écrire [21]:

$$[M_s]\{U\} + [C_s]\{U\} + [K_s]\{U\} = [A]\{P\} + \{F_s\} \quad (2-35)$$

Avec :

$$[M_s] : \text{La matrice de masse structurale globale}$$

$[C_s]$  : La matrice d'amortissement structurale globale

$[K_s]$  : La matrice de rigidité structurale globale

$\{U\}$  : Le vecteur accélération structurale

$\{U\}$  : Le vecteur vitesse structurale

$\{U\}$  : Le vecteur déplacement structural

$[A]$  : La matrice du couplage structure-acoustique pour les surfaces flexibles du système.

$\{F_s\}$  : La force d'excitation structurale

Le couplage fluide-structure est réalisé en assemblant les équations (2-33) et (2-35) représentant respectivement les parties structure et fluide.

L'équation globale exprimant ce couplage est alors :

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ (\rho_0)[S] & [M_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_s] & [0] \\ [0] & [C_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & -[A] \\ [0] & [K_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_s\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (2-36)$$

## 2.7 Les grandeurs acoustiques de sortie

L'amplitude de pression acoustique est un résultat principal de la solution du modèle interaction fluide structure. Cependant, afin d'évaluer adéquatement l'intensité de l'amplitude correspondante de pression acoustique, le niveau de pression acoustique (SPL) est introduit. L'oreille humaine peut percevoir une gamme étendue de pression acoustique, du seuil audible ( $20 \times 10^{-6}$  Pa) au seuil de la douleur (63.2 Pa). Un niveau en décibels est une manière commode de manipuler une gamme si étendue des pressions acoustiques auxquelles l'oreille est sensible sans s'enliser dans de longues chaînes de zéros [22]. Le SPL est une balance de décibel employé couramment dans l'acoustique décrivant le volume du son, qui est défini comme :

$$L_{SP} = 20 \times \log \left[ \frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right] \quad (2-37)$$

avec :

$L_{SP}$  : est le niveau de pression acoustique ;

$P_{ref}$  : est la pression de référence ( $20 \times 10^{-6}$  Pa) ;

$P_{rms}$  : pression acoustique efficace

La pression acoustique efficace  $P_{rms}$  est sous la forme de [23] :

$$P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt} \quad (2-38)$$

Avec :

$T$  : est la période.

Dans le cas d'un signal sinusoïdal d'amplitude  $P_A$  La pression acoustique efficace peut être calculée par :

$$P_{rms} = P_A / \sqrt{2} \quad (2-39)$$

Par conséquent, le SPL de l'onde sinusoïdale du son peut être obtenue en employant l'équation suivante :

$$L_{SP} = 20 \times \log \left[ \frac{P_A / \sqrt{2}}{20 \times 10^{-6}} \right] \quad (2-40)$$

## **CHAPITRE 3**

### **ETUDE DU SYSTEME PLAQUE/CAVITE**

#### 3.1 Introduction

Dans la plupart des cas, le compartiment passager d'un véhicule automobile forme une cavité fermée. Une petite perturbation dans l'air à l'intérieur de la cavité peut exciter le volume d'air en vibration et causer la résonance acoustique de cavité. Pour prédire et analyser correctement ce phénomène vibroacoustique résultant du couplage d'éléments vibrants d'une structure complexe, la démarche la plus appropriée porte sur l'étude et l'analyse des sous-structures de géométrie simple (poutres, plaques) qui constituent la structure globale, et qui sont facilement modélisables.

Le système simple couramment utilisé pour caractériser le comportement acoustique de la cavité à parois vibrantes, c'est le système d'une plaque rectangulaire flexible couplée avec une cavité acoustique de cinq parois rigides. La modélisation et l'expérimentation de ce type de système sont relativement simples. Ce qui permet d'appréhender des phénomènes vibroacoustiques dans des structures plus complexes.

Afin que l'étude de ce système soit utile et apporte une aide à la compréhension du confort vibroacoustique à l'intérieur d'une cabine du tracteur, nous avons présenté dans ce chapitre une étude pour caractériser les fréquences de résonance dans le cas simple d'une cavité rectangulaire en utilisant un code de calcul éléments finis, les résultats obtenus ont été validés par comparaison avec un autre code numérique. Ensuite, nous avons analysé les effets de la variation des paramètres structuraux sur la réponse vibroacoustique du système plaque-cavité.

#### 3.2 Résonance acoustique d'une cavité

La résonance acoustique se caractérise par des modes acoustiques associés aux distributions spécifiques de pression et aux fréquences naturelles.

Les fréquences de résonance et les modes correspondants sont déterminés par la forme et la taille de la cavité aérienne. Chaque fréquence de résonance de cavité d'un modèle défini correspond à une vague permanente de distribution de pression du son. La force de la résonance et par conséquent l'amplification sonore spécifique et sa distribution à l'intérieur de la cavité dépendent des propriétés acoustiques de la cabine.

Le but d'étudier la résonance de la cavité aérienne se trouve dans le fait que, sous une condition de vibration forcée, la pression résultante à un endroit donné à l'intérieur de la cabine dépend de la façon dans laquelle les divers modes intérieurs sont excités, car quelques résonances de cavité amplifieront le niveau sonore intérieur, ce qui porte des conditions de bruit grave au compartiment de véhicule. Avant de prendre toute autre mesure pour modifier la conception de véhicule, il est important de découvrir si une ou plusieurs des résonances de cavité et les formes modales correspondantes tombant dans la gamme de fréquence étudiée causeront le problème de bruit grave à l'intérieur dans certaines positions.

### 3.3 Modèle plaque-cavité

#### 3.3.1 Présentation

Nous nous proposons d'utiliser le modèle adopté par Trollé [9] figure (3.1) en comparant les résultats issus de ce modèle avec un ensemble de résultats numériques obtenus par d'autres approches.

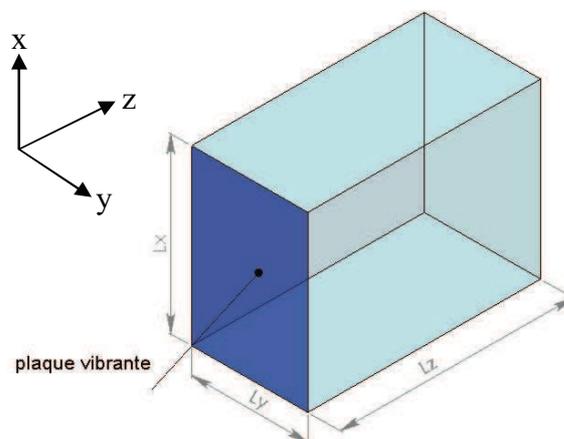


Figure 3.1 : le système couplé plaque cavité

Les données géométriques, mécaniques et acoustiques du problème sont les suivantes :

- Cavité acoustique parallépipédique:
  - 5 murs rigides et 1 paroi vibrante
  - dimensions  $L_x = 0.6 \text{ m}$ ,  $L_y = 0.4 \text{ m}$  et  $L_z = 0.8 \text{ m}$ ,
  - fluide : air ( $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $c = 340 \text{ m/s}$ ).
  
- Plaque rectangulaire vibrante simplement appuyée en  $z = 0$ :
  - dimensions  $L_x = 0.6 \text{ m}$ ,  $L_y = 0.4 \text{ m}$ .
  - matériau : acier ( $E = 2 \times 10^{11} \text{ N.m}^{-2}$ ,  $\mu = 0.32$ ,  $\rho_s = 7870 \text{ kg/m}^3$ ).

### 3.2.2 Approche analytique

Nous avons vu dans le chapitre 2 que le champ acoustique dans une cavité est régi par l'équation (2.2). La solution analytique de cette équation se limite aux géométries simples particulières comme le parallépipède rectangle et le cylindre. Cependant pour évaluer les modes acoustiques dans des structures complexes, la simulation numérique devient nécessaire.

Pour démontrer l'applicabilité et l'exactitude de la méthode des éléments finis dans la recherche de résonance d'une cavité, le calcul analytique de résonances est présenté, qui sera utilisée plus tard afin de faire la comparaison avec les résultats de la méthode des éléments finis.

On considère la cavité rectangulaire de dimensions  $L_x$ ,  $L_y$  et  $L_z$  dans les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$  respectivement, comme indiqué dans la figure (3.1). Pour calculer les modes propres dans le cas simple d'une cavité, les six surfaces de l'enceinte rectangulaire sont supposées rigides et la vitesse de particule d'air à la frontière est égale à zéro. Par conséquent, la variation de la pression normale à la surface des parois est égale à zéro. La pression aux frontières peut ainsi être exprimée par l'équation (2.4). En utilisant les fonctions séparables, les conditions aux limites sont satisfaites par la forme suivante [24]:

$$P = P_0 \cos((\pi n_x x)/L_x) \cos((\pi n_y y)/L_y) \cos((\pi n_z z)/L_z) \quad (3.1)$$

Pour  $0 \leq x \leq L_x$ ,  $0 \leq y \leq L_y$ ,  $0 \leq z \leq L_z$ , ou  $n_x$ ,  $n_y$ ,  $n_z$  sont des entiers  $(0, 1, 1, \dots, N)$

Les composants correspondants du nombre d'onde sont :

$$K_x = \pi n_x / L_x \quad , \quad K_y = \pi n_y / L_y \quad , \quad K_z = \pi n_z / L_z \quad (3.2)$$

$$\text{Ou} \quad K^2 = K_x^2 + K_y^2 + K_z^2 \quad (3.3)$$

Les fréquences propres (résonances de cavité) peuvent être déterminées ainsi par l'équation suivante [24]:

$$F = (c/2) ((n_x/L_x)^2 + (n_y/L_y)^2 + (n_z/L_z)^2)^{1/2} \quad (3.4)$$

Les 10 premières fréquences de résonance de cavité sont listées dans le tableau (3.1), comme montré ci-dessous. La vitesse du son  $c = 340$  m/s est employée dans les calculs.

Tableau 3.1 : 10 premières fréquences de résonance de cavité

Nombre de mode	Fréquence (HZ)	Nombres entiers		
		$n_x$	$n_y$	$n_z$
0	0	0	0	0
1	212,50	0	0	1
2	283,33	1	0	0
3	354,17	1	0	1
4	425,00	0	1	0
5	425,00	0	0	2
6	475,16	0	1	1
7	510,79	1	1	0
8	510,79	1	0	2
9	553,23	1	1	1
10	566,67	2	0	0

### 3.2.3 Approche numérique

Pour rechercher les fréquences de résonances acoustiques et les formes du mode d'un milieu acoustique non visqueux avec des frontières rigides dans une cavité rectangulaire, il est nécessaire de trouver la solution de l'équation (2.34) [24]. L'approche par éléments finis d'une cavité rectangulaire est présentée par le code ANSYS.

### 3.2.3.1 Présentation du code de calcul ANSYS

Le code ANSYS est un programme de calcul et de modélisation basé sur la méthode des éléments finis, qui nous permet de résoudre numériquement une grande variété de problèmes mécaniques dans les domaines suivants : thermiques, mécaniques, statiques et dynamique linéaires et non-linéaires, interaction fluide-structure, analyse à la fatigue...

Le code ANSYS fournit une grande bibliothèque d'éléments (poutres, coques, solide, fluide, matrices de raideur, de masse, d'amortissement, etc.) pour simuler numériquement les différents phénomènes physiques. Et par conséquent il apporte la capacité de résoudre, des cas qui impliquent les solutions couplés dans les domaines fluides et solides. Ce couplage est communément appelé interaction fluide structure qui se produit quand un fluide interagit avec une structure solide, exerçant une pression qui peut provoquer une déformation de la structure. Cette déformation, à son tour, perturbe l'écoulement du fluide initial.

### 3.2.3.2. Maillages

Le code dispose d'un module de maillage qui permet de discrétiser le domaine fluide en éléments FLUID30. Ce sont des éléments en trois dimensions comportant chacun huit nœuds. Cet élément existe sous deux formes. La première, utilisée pour les éléments qui sont en contact avec les faces de la cavité, utilise des nœuds ayant quatre degrés de liberté, les translations suivant les trois directions de l'espace et la pression. La deuxième forme, elle, n'utilise des nœuds n'ayant qu'un degré de liberté, la pression. Elle sera utilisée pour les éléments n'ayant pas de contact avec les parois de la cavité figure (3.2a). La plaque est maillée avec des éléments SHELL63. Ce sont des éléments « plaques », comportant chacun quatre nœuds. Chaque nœud possède six degrés de liberté, les translations suivant les trois directions de l'espace ainsi que les rotations autour de ces trois directions [8] figure (3.2b).

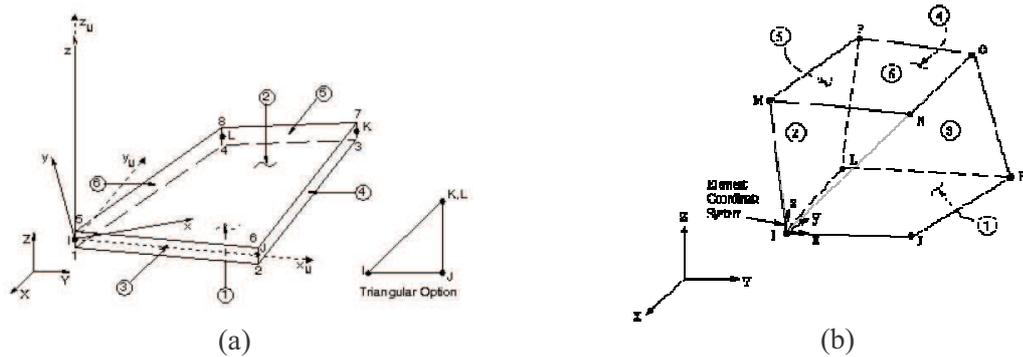


Figure 3.2 : (a) élément solide shell63 (b) élément fluide fluid30

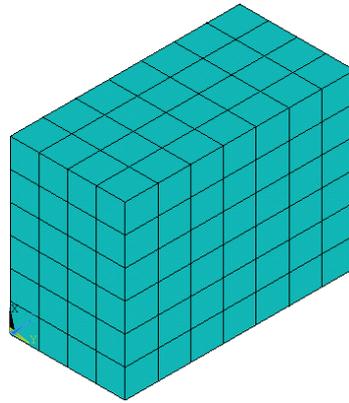
### 3.2.3.3 La convergence du maillage

Un calcul numérique pour les résonances d'une cavité rectangulaire discutée théoriquement dans la section précédente est exécuté en utilisant la méthode des éléments finis par ANSYS. L'exactitude des résultats numériques est fortement dépendante de maillage de l'objet considéré. En général, la satisfaction des solutions numériques signifie que les résultats peuvent représenter l'équilibre entre le temps de calcul et l'exactitude désirable des résultats. Dans l'exécution du calcul de modèle acoustique de l'élément finis, un facteur important qui contrôle le nombre d'éléments est combien d'éléments dans une longueur d'onde peuvent fournir des résultats satisfaisants. Pour éléments linéaires, Mohanty, A. [2] Suggéré qu'au moins quatre éléments par longueur d'onde sont exigés Maluski et Gibbs [24] désigné qu'au moins 6 éléments par longueur d'onde sont nécessaires pour atteindre une exactitude acceptable.

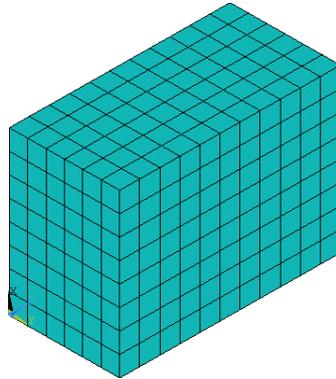
La longueur d'ondes est directement liée à la fréquence du son considéré. Supposant que la dixième fréquence modale (566,67 Hz) dans le Tableau (3.1) soit la fréquence la plus haute que l'on considère, la longueur d'ondes correspondante peut être calculée par :  $\lambda = c/f$

La longueur d'onde est  $\lambda = 340 / 566.67 = 0.59$  m. Quand on considère cinq éléments, huit éléments ou douze éléments par longueur d'ondes de la fréquence la plus haute, il y aura environ huit éléments, treize éléments ou vingt-un éléments pour une longueur d'un mètre respectivement. On montre le maillage correspondant dans la figure (3.3) défini comme Maillage 1, Maillage 2 et Maillage 3. Les résultats obtenus et les comparaisons avec les résultats analytiques sont présentés au tableau (3.2).

Maillage 1



Maillage 2



Maillage 3

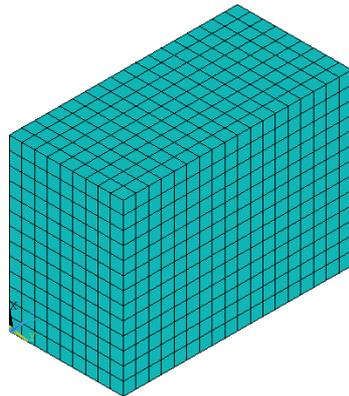


Figure 3.3 : Maillage1, 2 et 3

Tableau 3.2 : Comparaison entre les résonances analytiques et simulées

Nombre de mode	Résultats analytiques (Hz)	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3
		huit Éléments par Mètre	Treize Éléments par Mètre	Vingt-un Éléments par Mètre
0	0	0.13E-05	0.18E-04	0.14E-04
1	212,50	214.29	213.22	212.80
2	283,33	286.58	285.16	284.02
3	354,17	357.84	356.06	354.90
4	425,00	435.99	429.87	427.16
5	425,00	439.37	430.80	427.42
6	475,16	485.81	479.85	477.23
7	510,79	521.74	515.85	512.97
8	510,79	524.57	516.63	513.19
9	553,23	564.03	558.18	555.36
10	566,67	592.77	581.32	572.20

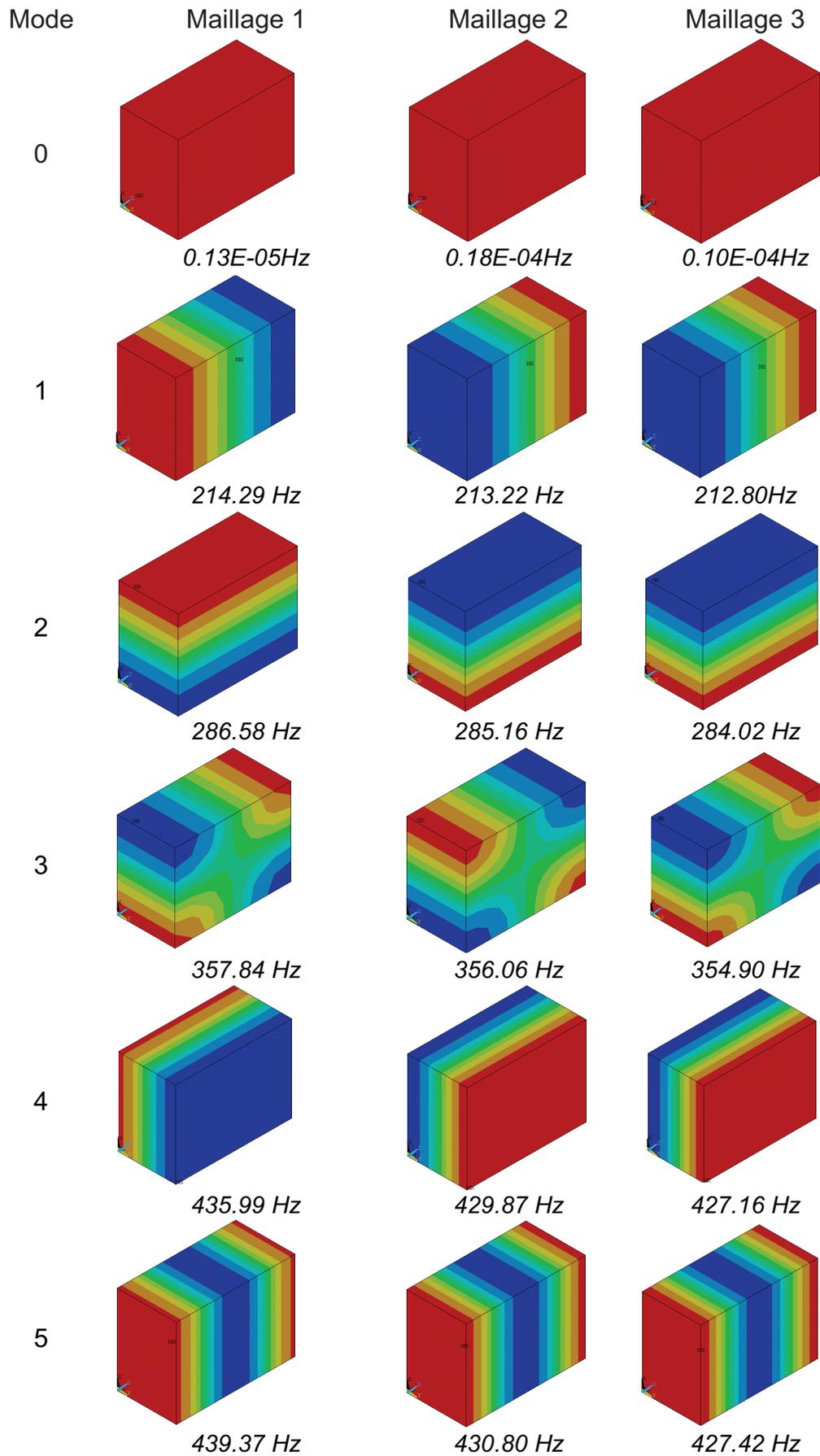


Figure 3.4 : Fréquences des cinq premiers modes de résonances de la cavité

Les modes de résonance de la cavité dans la figure (3.4) sont représentés par des graphiques colorés. Ces différentes couleurs représentent la répartition de la pression acoustique dans la cavité : la couleur rouge désigne une très haute pression positive, la couleur bleue désigne une haute pression négative et la couleur verte signifie que la pression est nulle.

Le mode acoustique de fréquence nulle est défini comme le 0ème mode et il correspond à la compressibilité statique de l'air selon un gaz parfait [3]. Comme indiqué dans le tableau (3.2), tous les résultats du mode acoustique de rang 0 pour la même cavité aérienne avec la densité différente de maillage sont approximativement égaux à zéro comme ils devraient être. Ceci peut être utilisé pour vérifier si le modèle acoustique élément finis est correctement établi.

Le premier mode de résonance pour les trois maillages est un mode longitudinal, nous pouvons remarquer que la répartition de la haute pression acoustique est essentiellement apparue dans la partie avant et arrière de la cavité parallélépipédique de façon similaire à cause de la symétrie de la cavité.

Le deuxième mode est un mode transversal, la distribution de champ de pression acoustique atteint sa valeur maximum dans la partie supérieure et inférieure de la cavité en sorte que la pression varie entre des valeurs positives et négatives en raison de la fluctuation de pression acoustique.

L'erreur du calcul élément finis sur les fréquences de résonance est inscrite dans le tableau (3.3) suivant :

Tableau 3.3 : Erreur du calcul élément fini sur les fréquences de résonance

Nombre de mode	Résultats analytiques (Hz)	Erreur du calcul		
		Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3
1	212,50	0.83%	0.33%	0.14%
10	566,67	4.4%	2.5%	0.96%

Pour le premier mode, la fréquence est de 212,50 Hz. Les erreurs de calculs pour les trois différents maillages sont très petites, aux limites de 0.14% à

0.83%. Quand la fréquence augmente à 566.67 Hz, la dixième résonance de cavité, les erreurs relatives de calcul par éléments finis augmente jusqu'à 4.4 %, 2.5 % et 0.96 % respectivement.

Afin d'obtenir des résultats satisfaisants, le nombre d'éléments par longueur d'onde de la fréquence la plus élevée est un facteur principal pour l'étude, c.-à-d., plus le nombre d'éléments par longueur d'onde est grand, plus l'erreur de calcul est moins. Si l'erreur de 5% est tolérable, cinq éléments par longueur d'onde sont suffisants pour l'étude. Quand une erreur moins de 1 % est prévue, douze éléments par longueur d'onde devraient être appliqués.

### 3.4 Étude comparative

#### 3.4.1 Simulation et comparaison de la réponse vibroacoustique avec d'autres approches

On considère le système plaque cavité correspondant à la figure (3.1). La plaque excitée par une force ponctuelle d'amplitude  $F_0 = 1\text{N}$  placée au point  $M_0$  de coordonnées  $(x_0, y_0, z_0) = (0.24, 0.20, 0)$ . Les calculs sont effectués avec un pas fréquentiel  $f = 2\text{ Hz}$  et une fréquence maximale  $f_{\text{max}} = 600\text{ Hz}$ .

Nous comparons les résultats de notre approche avec celles de Trollé obtenus par l'approche Sysnoise qui a été validée par comparaison avec d'autres codes numériques [9].

- Fréquences propres du système couplé

Les valeurs des fréquences propres du système couplé calculées par Ansys et comparées à ceux calculées sous le code Sysnoise dans le tableau (3.4)

Tableau 3.4 : Fréquences propres couplées calculées par Ansys et Sysnoise

Modes couplés	Fréquences propres couplées		
	Présente étude	Réf. [9]	Ecart en %
0	5,86E-06	0,00	0
1	35,686	35,81	0,35
2	62,124	62,62	0,79

3	99,664	100,77	1,10
4	112,03	113,48	1,28
5	129,07	130,98	1,46
6	178,04	181,65	1,99
7	181,61	185,04	1,85
8	209,48	211,71	1,05
9	216,47	218,57	0,96
10	240,32	246,18	2,38
11	246,57	253,20	2,62
12	271,45	278,57	2,55
13	284,56	284,20	0,17
14	288,23	296,82	2,90
15	334,7	346,37	3,37
16	354,14	355,11	0,27
17	356,5	368,29	3,20
18	368,61	380,72	3,18
19	381,41	394,46	3,31
20	396,25	410,78	3,54
21	427,51	427,46	0,01
22	427,84	428,12	0,06
23	441,31	460,96	4,26
24	442,45	461,02	4,03
25	442,59	461,86	4,17
26	477,87	478,40	0,11
27	507,24	512,97	1,12
28	511,51	513,48	0,38
29	513,36	532,01	3,50
30	513,49	533,59	3,77
31	546,7	556,12	1,69
32	555,85	569,30	2,36
33	570,52	576,11	0,97
34	570,93	597,82	4,50

En comparant les valeurs de fréquences propres calculées par les deux approches, on constate que l'écart est acceptable si on considère que la variation ne doit pas dépasser 5%. La qualité des résultats numériques obtenus dans cette partie nous encourage à envisager d'autres aspects.

- Influence du couplage entre la plaque et la cavité

Afin de réduire le bruit généré par l'interaction acoustique-structure, la compréhension du mécanisme de couplage entre la structure et la cavité est importante. On peut distinguer deux principaux types de couplage intermodal dans le système plaque cavité, le couplage fort et le couplage faible, dont les deux dépendent du rapport de la longueur de la plaque à la profondeur de la cavité et de la densité volumique du fluide.

On s'intéresse dans cette partie à l'analyse de l'effet du couplage entre la plaque et la cavité pour des fréquences situées en dessous de 500 Hz. Les résultats contenus dans le tableau (3.5) montrent l'influence du couplage entre les fréquences propres couplées et découplées du système plaque cavité.

Tableau 3.5 : fréquences propres couplées et découplées du système plaque cavité.

Mode couplé	Mode découplé plaque (P) et cavité (C)	Fréquences propres découplées	Fréquences propres couplées	Ecart de couplage en %
<b>0</b>	<b>C0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
1	P1	32,594	35,686	9,49
2	P2	62,531	62,124	0,65
3	P3	100,11	99,664	0,45
4	P4	112,38	112,03	0,31
5	P5	129,52	129,07	0,35
6	P6	178,5	178,04	0,26
7	P7	182,13	181,61	0,29

8	P8	212,35	209,48	1,35
<b>9</b>	<b>C1</b>	<b>212,80</b>	<b>216,47</b>	<b>1,72</b>
10	P9	240,96	240,32	0,27
11	P10	247,04	246,57	0,19
12	P11	271,83	271,45	0,14
<b>13</b>	<b>C2</b>	<b>284,02</b>	<b>284,56</b>	<b>0,19</b>
14	P12	288,7	288,23	0,16
15	P13	335,2	334,7	0,15
<b>16</b>	<b>C3</b>	<b>354,90</b>	<b>354,14</b>	<b>0,21</b>
17	P14	355,62	356,5	0,25
18	P15	369,32	368,61	0,19
19	P16	381,66	381,41	0,07
20	P17	396,84	396,25	0,15
<b>21</b>	<b>C4</b>	<b>427,16</b>	<b>427,51</b>	<b>0,08</b>
<b>22</b>	<b>C5</b>	<b>427,42</b>	<b>427,84</b>	<b>0,10</b>
23	P18	441,75	441,31	0,10
24	P19	442,95	442,45	0,11
25	P20	443,1	442,59	0,12
<b>26</b>	<b>C6</b>	<b>477,22</b>	<b>477,87</b>	<b>0,13</b>

D'après les résultats obtenus, nous constatons que le décalage entre les fréquences de résonance couplées et découplées du système plaque cavité est relativement minime, nous sommes donc dans un cas où le couplage est faible, sauf le premier mode de la plaque où la fréquence modale couplée est supérieure d'environ 10 % à celle de la plaque découplée en raison de l'influence du mode rigide de la cavité. Le calcul montre aussi que parmi les modes de cavité seul le premier mode dit " longitudinal " qui contribue le plus au couplage du système.

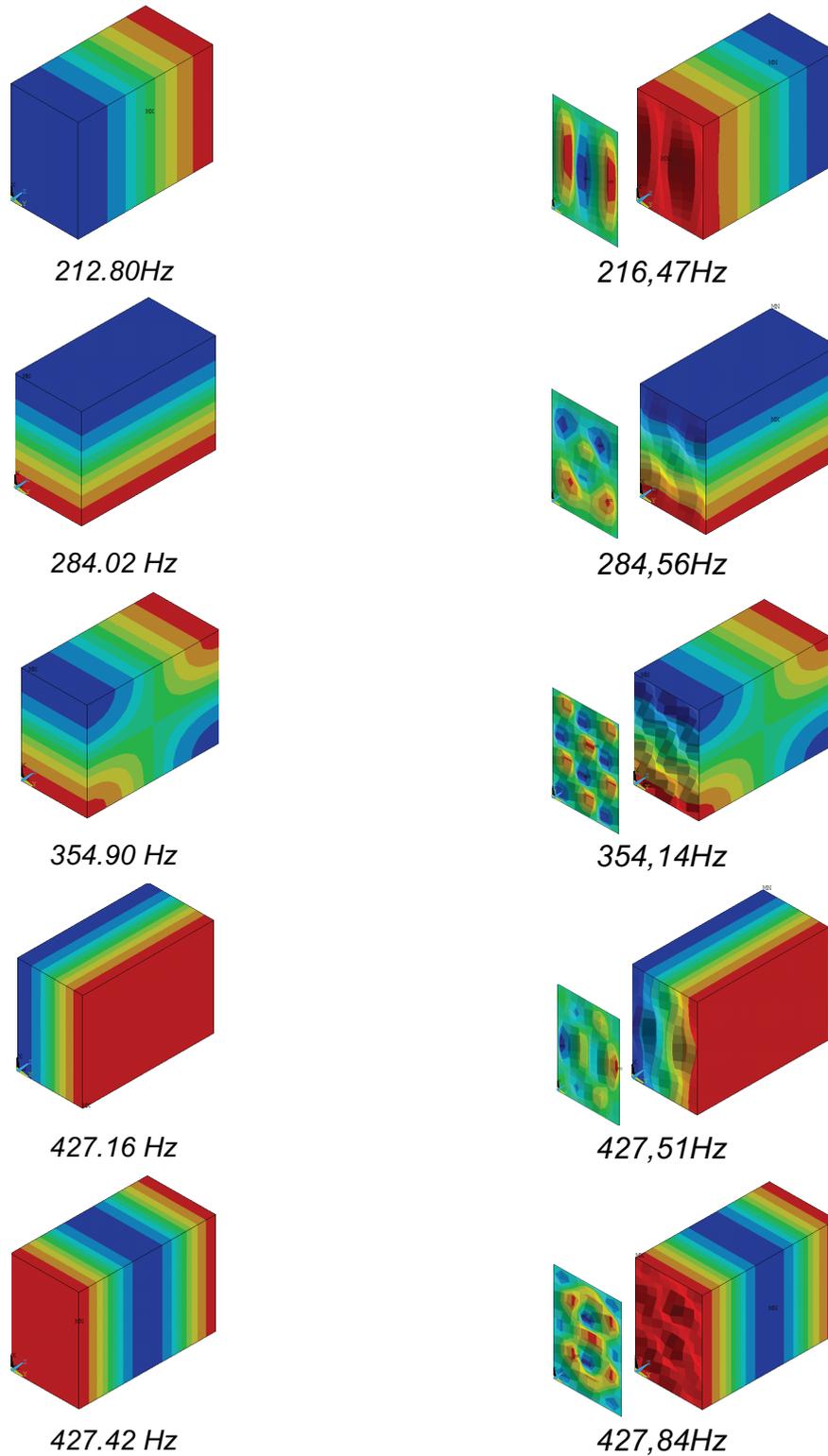


Figure 3.5 : Fréquences des cinq premiers modes de résonances de la cavité découplées et couplées

Nous remarquons dans la figure (3.5) que la répartition de la pression acoustique dans la cavité couplée et découplée est quasiment la même pour les cinq premiers modes, ce qui correspond à l'effet de couplage faible. En raison du

premier mode de la cavité découplée où la distribution de champ de pression acoustique est maximale dans la partie avant, à l'endroit de la plaque vibrante, et dans la partie arrière de la cavité, le couplage est relativement facile avec ce mode qu'avec les autres modes de la cavité découplés.

L'hypothèse du couplage faible simplifie considérablement les calculs pour caractériser le comportement vibroacoustique du système plaque cavité, de sorte que le calcul de la réponse vibratoire de la structure se fait généralement en négligeant le couplage avec le fluide, et le calcul de la réponse acoustique dans la cavité se fait en utilisant les déplacements structuraux comme conditions aux limites.

#### Le spectre de niveau de pression au point M1

La figure (3.6) compare les spectres superposés du niveau de pression au point M1 intérieur à la cavité, de coordonnées  $(x_1, y_1, z_1) = (0.4, 0.12, 0.5)$  calculés suivant les différentes approches : Plaqcav, Translp2, Sysnoise [9] et le code Ansys. Le premier est un code semi-analytique tandis que les trois derniers sont des codes de calcul numérique.

Nous nous intéressons dans cette partie uniquement à la Comparaison entre deux spectres calculés par le code Ansys et le code Sysnoise.

On peut observer que la répartition du niveau de pression en fonction de la fréquence pour les deux spectres en dessous de 380 Hz est relativement proche, à l'exception aux pics de résonance sur l'intervalle de fréquences [100,380 Hz] où on peut constater un écart d'amplitude significatif, mais à partir de 380Hz les deux spectres se distinguent clairement. Par conséquent, si on considère le calcul vibroacoustique que nous avons entrepris sous Ansys se situe en basses fréquences, une confrontation des résultats issus de ce modèle avec des résultats numériques obtenus par d'autres approches permet de valider la démarche.

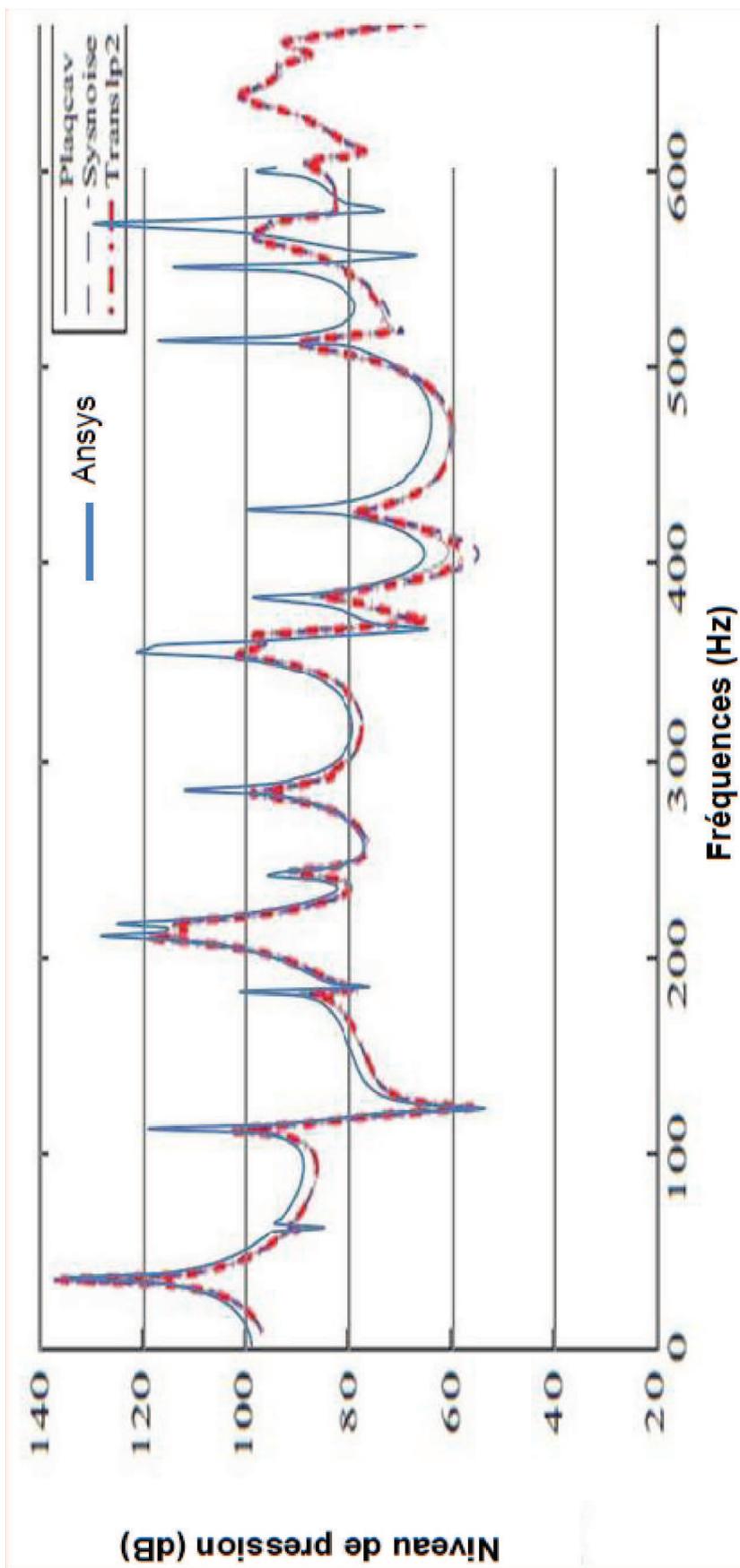


Figure 3.6 : Spectres superposés du niveau de pression au point intérieur M1 calculés pour les différentes Approches

### 3.4.2 Influences de certains paramètres structuraux sur le comportement vibroacoustique du système plaque-cavité

Beaucoup de travaux se sont intéressés à évaluer l'influence de la variation de paramètres physiques du système plaque couplée à une cavité parallélépipédique sur la perception des sons qu'ils génèrent. Notre objectif dans cette partie consiste à évaluer l'effet de la variation de deux paramètres structuraux sur la réponse vibroacoustique du système plaque cavité.

Le choix des paramètres structuraux est porté sur l'importance de l'effet de la variation de ces paramètres sur la réponse vibro-acoustique du système plaque-cavité. Nous avons sélectionné deux paramètres structuraux déjà identifiés comme prépondérante d'un point de vue perceptif. Le premier paramètre concerne la géométrie de la plaque en acier ; il s'agit de son épaisseur, et le deuxième est un paramètre mécanique concernant l'amortissement structural [25].

Les variations considérées de l'amortissement structural et de l'épaisseur de la plaque sont données dans le tableau (3.6) [25].

Tableau 3.6 : variations considérées pour les deux paramètres étudiés.

Facteur de perte par amortissement structural	Epaisseur de la plaque
$3 \times 10^{-3}$	$1.5 \times 10^{-3}$ m
$5 \times 10^{-3}$	$2 \times 10^{-3}$ m
$7 \times 10^{-3}$	$2.5 \times 10^{-3}$ m

#### 3.4.2.1 Influence de l'amortissement structural sur la réponse vibroacoustique

D'un point de vue vibroacoustique la figure (3.7) montre que pour les différents facteurs de perte par amortissement structural, le niveau de pression acoustique calculé au point M1 en basses fréquences ne s'influence pas autant qu'en moyennes et hautes fréquences de sorte que l'augmentation de l'amortissement structural à tendance de réduire de façon significative la réponse vibroacoustique de système couplé plaque-cavité.

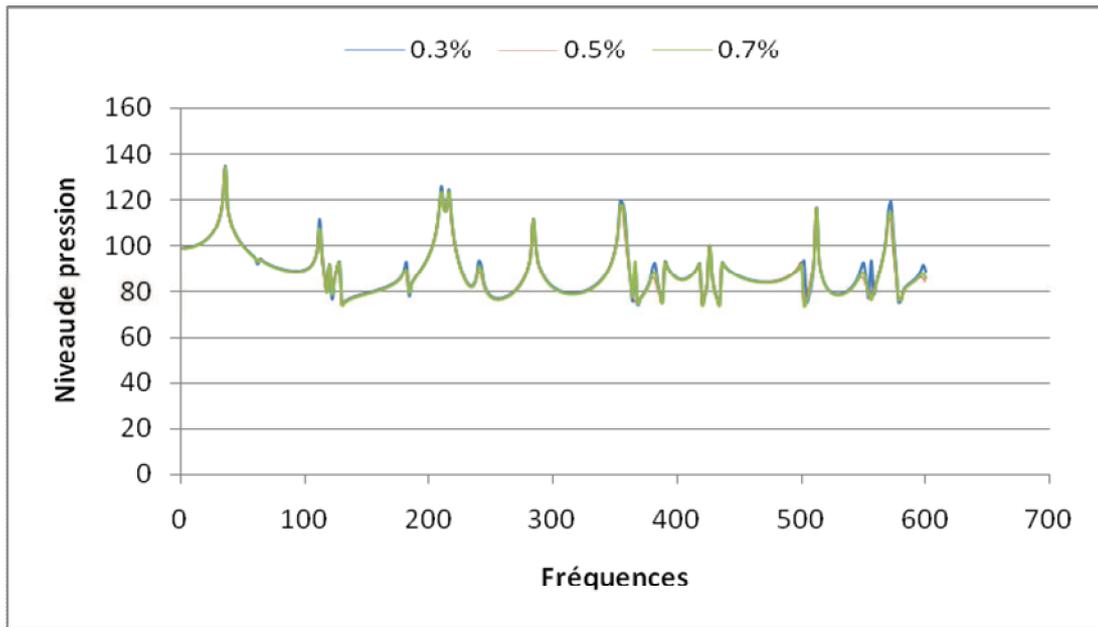


Figure 3.7 : Spectres de niveau de pression mesurés au point M1 pour les différents facteurs de perte par amortissement structural

#### 3.4.2.2 Influence de l'épaisseur de la plaque sur la réponse vibroacoustique

La figure (3.8) montre la forme des spectres de niveau de pression acoustique mesurés au point M1 pour les trois valeurs d'épaisseur de la plaque (1.5 mm ; 2 mm et 2.5 mm).

On observant les trois spectres, on constate que l'influence de l'augmentation de l'épaisseur de la plaque sur la réponse vibroacoustique du système plaque cavité se résume en trois points essentiels :

- Un décalage des fréquences propres vers les hautes fréquences
- Une diminution globale des niveaux de pression acoustique en basse fréquence.
- Une diminution de la densité modale dans la bande de fréquences d'étude

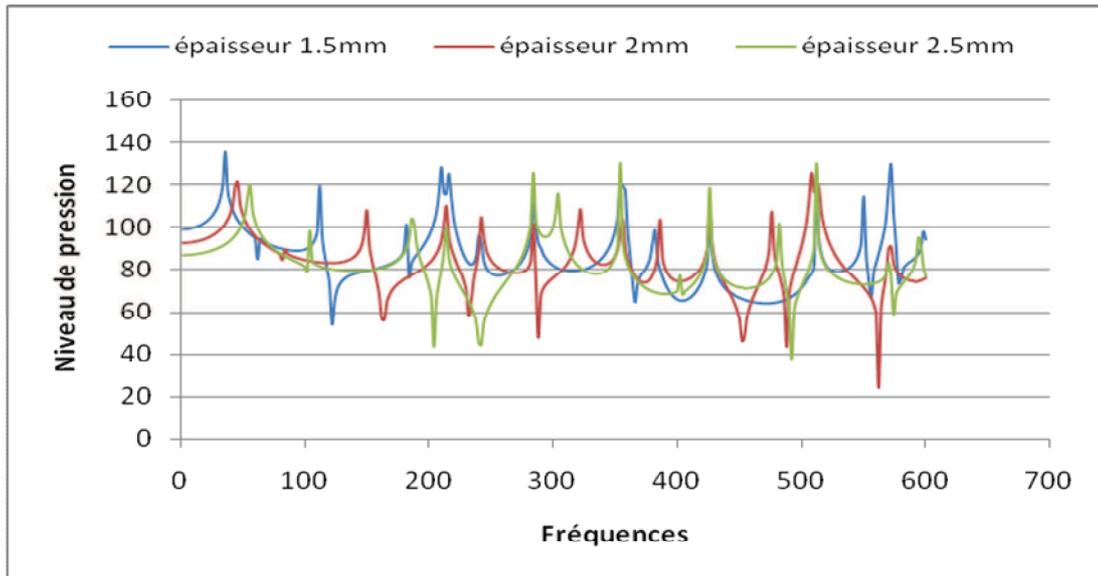


Figure 3.8 : Spectres de niveau de pression mesurés au point M1 pour les valeurs d'épaisseur 1.5, 2 et 2.5 mm

### 3.5 Conclusions

Nous avons étudié le comportement vibroacoustique du système plaque cavité en basse fréquence. Cette étude porte en premier lieu sur la détermination des fréquences de résonance de la cavité en utilisant un code de calcul éléments finis. Les résultats obtenus sont confrontés à ceux de l'approche SYSNOISE qui a été validée par comparaison avec d'autres codes numériques.

En second lieu, nous avons illustré les effets de la variation de deux paramètres structuraux, l'amortissement structural et l'épaisseur de la plaque sur la réponse vibroacoustique du système plaque-cavité à travers de l'analyse des spectres de niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cavité. Il a été montré que l'influence de l'amortissement structural d'une plaque en acier sur la réponse vibroacoustique du système plaque cavité est plus significative pour les hautes et moyennes fréquences que pour les basses fréquences. L'influence de la variation de l'épaisseur sur la prédiction vibroacoustique a également été soulignée, alors que cette variation a peu de conséquences sur les indicateurs vibroacoustiques.

Ces résultats ouvrent donc des perspectives pour identifier les paramètres qui contrôlent l'efficacité de l'amortissement structural de la plaque et son épaisseur sur la réduction du bruit en basse fréquence à l'intérieur de la cavité

pour des structures planes et minces en rayonnement et en transmission acoustique utilisée dans différents domaines industriels (transports, bâtiment, etc.). Nous verrons où l'utilisation des couches viscoélastiques pour atténuer les vibrations de la plaque et pour augmenter en conséquence l'effet de l'amortissement structural sur le comportement vibroacoustique du système.

## CHAPITRE 4

### ANALYSE VIBROACOUSTIQUE D'UNE CABINE DE TRACTEUR

#### 4.1 Introduction

Habituellement, les principales sources de bruit à l'intérieur des véhicules sont classées par catégorie [26] :

- 1) le moteur et l'opération de transmission,
- 2) l'excitation de la route
- 3) l'excitation aérodynamique.

En général, le bruit moteur prédomine sur le bruit de la route, excepté les surfaces de la route cahoteuse où l'excitation de route peut être beaucoup plus haute que celle produite par le moteur [4]. Le tracteur roulant à vitesse réduite dans le domaine d'emploi, donc, l'excitation de route et l'excitation aérodynamique ne génèrent pas de bruit aussi accablant comme le fait le moteur [26]. Pour la cabine de tracteur considéré, l'excitation du moteur du véhicule est la source principale de bruit transmis par la structure.

Généralement, le contrôle de bruit à l'intérieur d'un compartiment de véhicule automobile devrait inclure le contrôle de bruit transmis par la structure et le bruit aérien. Une réduction de l'un ou l'autre bruit aura un certain effet sur le niveau sonore global. Le bruit solidien résulte directement de la vibration du moteur, le système de transmission et la route, prédomine dans la gamme de fréquence au-dessous de 250 Hz [2], tandis que le bruit aérien est un phénomène à haute fréquence et il devient significatif seulement au-dessus de 400 Hz [4].

#### 4.2 Présentation du problème

Le bruit de cabine étudié dans ce mémoire est le bruit de bourdonnement, appartenant à la gamme de basses fréquences. C'est un bruit structurellement

produit qui peut être généré dans un compartiment de véhicule de passagers par la vibration de moteur. Le bourdonnement est défini comme le bruit sonore dû à la réponse répréhensible du milieu dans la bande de fréquence de 20Hz à 80Hz [3,26]. Cette sensation peut être à la fois désagréable et fatigante.

Pour un système vibratoire, la réponse de vibration en termes d'amplitude dépend de la force d'excitation et des caractéristiques dynamiques du système [4]. Le corps du compartiment d'un véhicule est un système vibratoire très complexe, et d'un point de vue du bruit c'est la partie acoustique la plus importante qui émet finalement toute l'énergie sonore à l'oreille de l'utilisateur.

La propagation du son est composée d'habitude de trois parties : source sonore, le chemin de transmission du son et le récepteur. Par conséquent, pour la lutte contre le bruit en cabine de véhicule, certains nombre de mesures qui peuvent généralement être prises, qui sont :

1. le contrôle de bruit à sa source
2. le contrôle de bruit dans le chemin de transmission et
3. le contrôle de bruit au récepteur.

Le contrôle de bruit à la source implique la réduction de la force de vibrations et de bruit produit par le moteur et la couche de la route. Le contrôle de bruit dans le chemin de transmission signifie le contrôle de bruit ou la vibration atteignant le récepteur, c'est-à-dire la structure de corps, par des isolants, des barrières acoustiques, etc.

Le contrôle de bruit au récepteur, c'est-à-dire, la caisse de carrosserie elle-même, peut être réalisé d'un certain nombre de façons. La conception de la structure peut donc jouer un grand rôle dans le contrôle de bruit à l'intérieur. En contrôlant certains modes structurels du corps de véhicule, une réduction du niveau sonore pourrait être réalisée.

Cependant, aucune pratique simple n'a été envisagée jusqu'à présent, puisqu'une carrosserie de véhicule est une structure complexe contenant de nombreux modes globaux ou locaux de vibration. Une fois qu'un certain élément de la structure est modifié, la propriété dynamique du corps tout entier sera changée.

Une autre ligne de pensée est de faire de l'habitacle moins sensible aux forces vibratoires. Cela peut être fait en augmentant la rigidité et l'amortissement de la caisse de carrosserie, afin de réduire sa réponse à la vibration. L'augmentation de la rigidité augmenterait aussi les fréquences naturelles de la structure. La variation appropriée de la rigidité structurelle peut déplacer les modes structurels loin des fréquences d'excitation les plus dominantes du moteur [4]. Cependant, comme mentionné auparavant, pour une structure complexe, ce n'est pas nécessairement efficacement applicable pour tous les cas, et les effets combinés des autres facteurs sont d'habitude pris en considération.

Pour la cabine de tracteur agricole, la méthode des éléments finis sera employée pour étudier les aspects mentionnés ci-dessus. La forme irrégulière de la cabine et la complexité de la structure rendent l'analyse théorique structurelle-acoustique impossible. Seulement la solution numérique est applicable. Puisque la méthode des éléments finis a été approuvée comme une technique numérique puissante et précise dans l'analyse vibroacoustique, elle est utilisée en étudiant le problème de bruit de la cabine de tracteur. L'analyse acoustique par éléments finis pour le bruit interne dans la cabine de véhicule considérée se compose de deux parties dans la recherche : une analyse modale de la résonance acoustique de la cavité et une analyse harmonique du modèle acoustique-structural couplé de la cabine de véhicule. La première vise à trouver les fréquences naturelles du fluide remplissant le compartiment à l'intérieur de la cabine. La deuxième est nécessaire pour quantifier les interactions entre la structure de la cabine du véhicule et la cavité d'air interne, qui couple les éléments structuraux et les éléments fluides acoustiques. Dans les cas où les fréquences d'excitation coïncident avec les fréquences naturelles où ils ont la propriété de couplage fort avec les vibrations de la structure, des bruits intenses peuvent être produits. Par conséquent, l'analyse de la fréquence de résonance de la cavité est une étape nécessaire pour déterminer les caractéristiques acoustiques de la cavité d'air de cabine. L'étude de l'analyse harmonique avec la méthode des éléments finis doit montrer comment les vibrations structurelles affectent la pression acoustique à l'intérieur de la cabine. Les propriétés dynamiques, y compris la masse structurale, l'amortissement structural et l'amortissement

acoustique (absorption acoustique), seront étudiées pour leur influence sur le comportement vibroacoustique de la cabine.

Ces facteurs importants sont les éléments de base qui constituent l'équation générale du modèle vibroacoustique. Le collage des matériaux, tels que la couche viscoélastique et la mousse d'absorption acoustique ont un effet sur l'amortissement structurel et acoustique. Parallèlement à cela, ils apportent également de masse ajoutée à la structure, qui peuvent tous contribuer à la réduction du bruit de la cabine.

Pour avoir une compréhension claire d'utiliser ces mesures pour contrôler le bruit de bourdonnement à l'intérieur de la cabine de véhicule, l'analyse par éléments finis est employée.

#### 4.2.1 Le modèle de la cabine de tracteur

Le modèle numérique pour une géométrie simple plaque cavité a été discuté dans la section précédente. Dans cette étape, nous présentons une approche d'éléments finis pour analyser le bruit de bourdonnement d'une cabine de tracteur agricole. Le modèle de la cabine de tracteur à considérer est composé d'une structure en tube habillée de plaques en acier Figure (4.1).

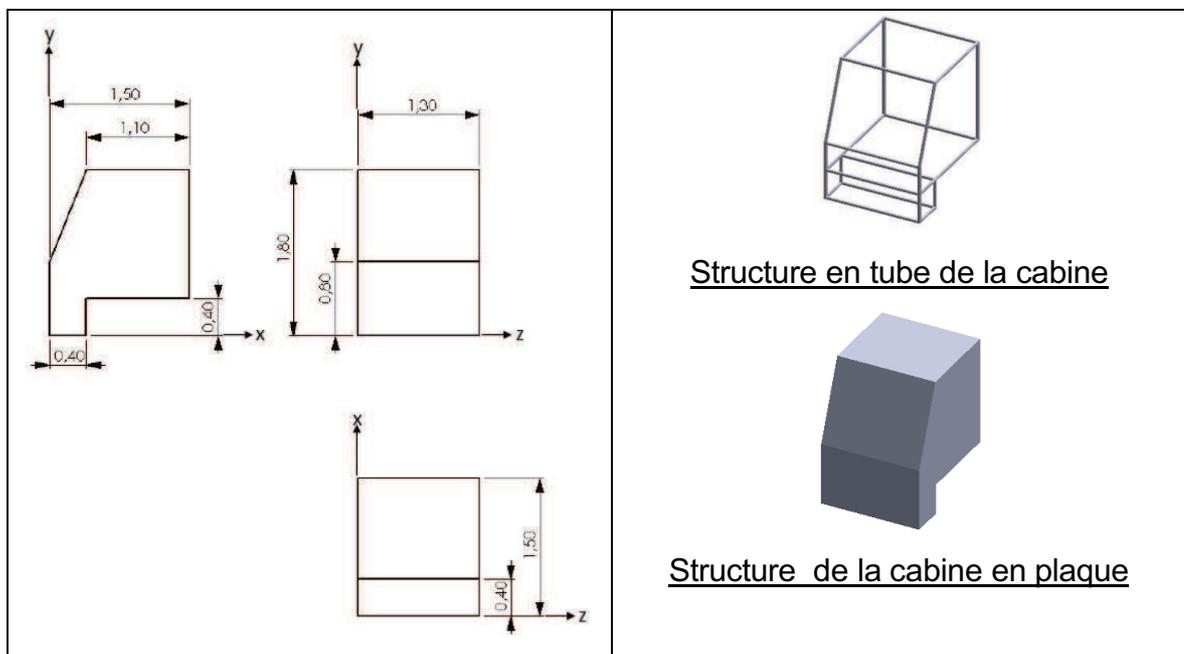


Figure 4.1 : La cabine de tracteur considéré (Les dimensions sont en : m)

Les données mécaniques et acoustiques du modèle sont illustrées dans le tableau (4.1) et (4.2) suivants:

- Structure

Tableau 4.1: Les propriétés mécaniques et géométrique de la structure

	matériau	Densité (Kg/m <sup>3</sup> )	coefficient de Poisson	module d'élasticité (GPa)	Section (m <sup>2</sup> )
tube	acier	7800	0.3	200	4.467x10 <sup>-4</sup>
plaque		7800	0.3	200	/
	Epaisseur (m)		Moment quadratique par rapport à y (m <sup>4</sup> )	Moment quadratique par rapport à z (m <sup>4</sup> )	
tube	0.0381		9.145 x 10 <sup>-8</sup>	9.145 x 10 <sup>-8</sup>	
plaque	0.0048		/	/	

- Fluide

Tableau 4.2 : Les propriétés mécaniques et acoustique du fluide

matériau	Densité (Kg/m <sup>3</sup> )	vitesse du son (m/s)	pression de référence (Pa)
air	1.21	343	20 x10 <sup>-6</sup>

#### 4.3 Simulation numérique

Cette section présente une analyse modale pour chercher les résonances acoustiques de la cavité à l'intérieur de la cabine de tracteur. L'étude est alors promue à une analyse harmonique du modèle structurel acoustique couplé, pour étudier la réponse acoustique du modèle de cabine soumis à l'excitation harmonique externe. Cette analyse est menée à travers une simulation par éléments finis.

#### 4.3.1 La résonance de cavité de la cabine de tracteur

Le modèle éléments finis de la cavité de cabine de tracteur est établi comme indiqué dans la figure (4.2). Le modèle acoustique est maillé avec des éléments fluides tétraédriques en trois dimensions comportant chacun huit nœuds. En absence de la structure, la pression acoustique est le seul degré de liberté pour chaque nœud du modèle.

Les calculs sont effectués avec un pas fréquentiel  $f = 1$  Hz et une fréquence maximale  $f_{max} = 300$  Hz, le nombre d'éléments est de 1463 éléments et de 1908 nœuds, ce qui correspond bien au critère de convergence de sorte que le nombre d'éléments par la longueur d'ondes de la fréquence la plus haute à considérer est plus grand que 10, par conséquent, les erreurs de calcul sont très petites [27].

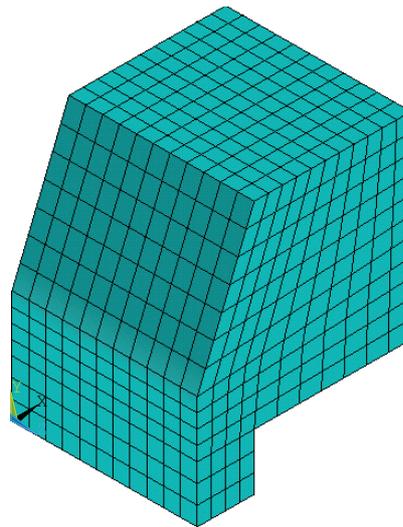


Figure 4.2 : modèle d'élément fini de la cavité de la cabine

Les résultats correspondants aux huit premières fréquences de résonance de la cavité sont présentés dans le Tableau (4.3).

Tableau 4.3 : les huit premières fréquences de résonances de la cavité

modes	Fréquences (HZ)
1	95.67
2	131.92
3	132.37
4	158.28
5	163.32
6	186.88
7	206.34
8	208.38

En comparant avec la première fréquence modale de 212.80 Hz de la cavité rectangulaire comme mentionnée dans le chapitre précédent, 95.67 Hz la première résonance de la cavité de cabine est tout à fait basse. Cette fréquence est contribué par les dimensions géométriques plus grandes et la forme de la cabine de tracteur, car la direction la plus longue de la cabine est environ 1.8 m, et la direction la plus courte est autour de 0.4m à 1.3m. Les huit premiers modes de résonance de la cavité de la cabine sont montrés dans la figure (4.3), où MX et MN sont respectivement les valeurs de pression maximale et minimale.

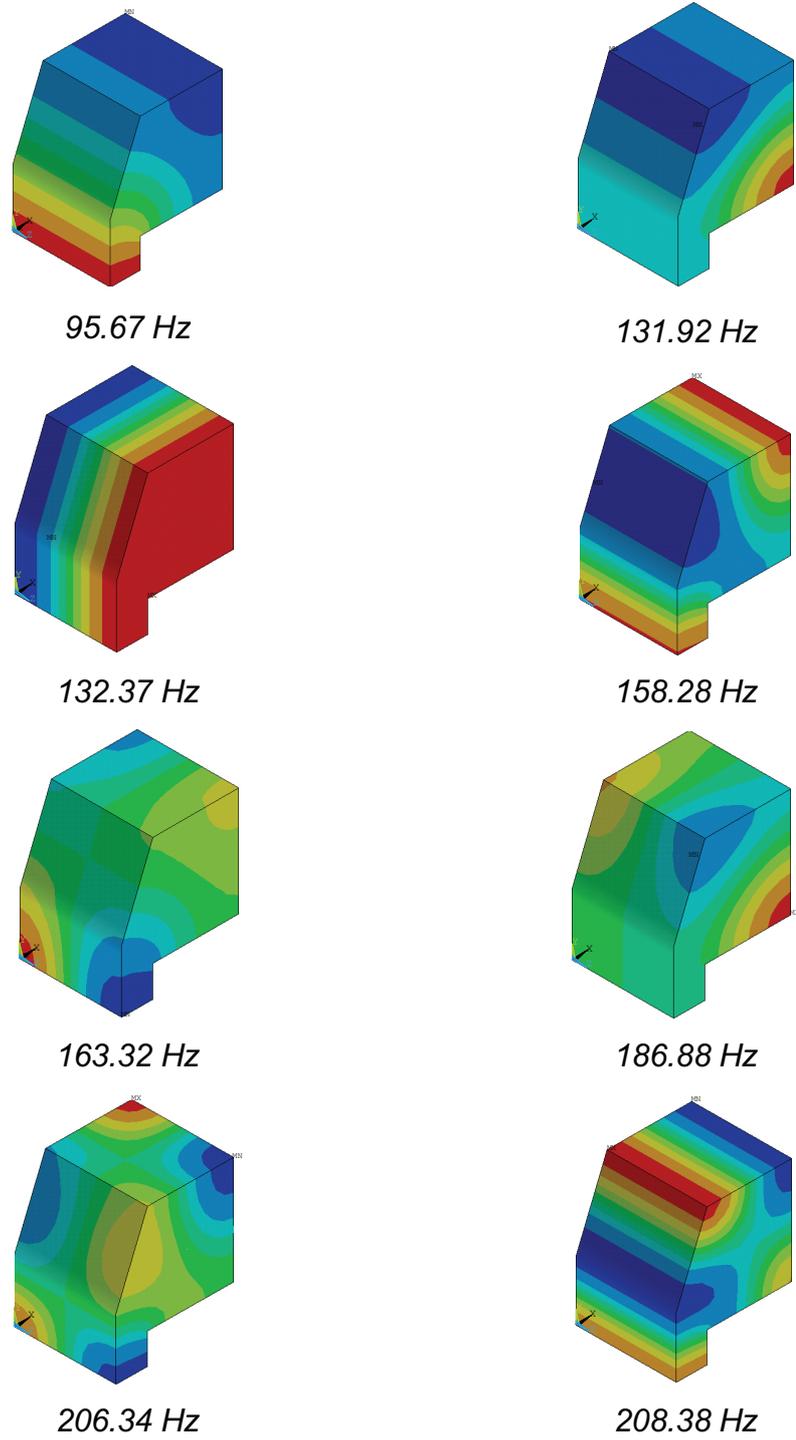


Figure 4.3 : Fréquences des huit Premiers modes de la cavité de la cabine

Les modes de résonance de la cabine sont représentés dans la figure (4.3) par diverses répartitions de la pression acoustique dans la cavité. Nous pouvons remarquer que dans le premier mode de résonance la distribution de la haute pression acoustique est principalement apparue dans la partie avant inférieure et arrière supérieure de la cabine, de façon différente, contrairement au deuxième mode, à cause de l'absence de symétrie longitudinale de la cavité.

La distribution de champ de pression acoustique dans le troisième mode est une distribution uniformément répartie, en raison de la symétrie bilatérale de la cabine. Nous remarquons que les valeurs de la pression acoustique atteignent le niveau maximum dans les parties latérales de la cavité. En supposant que la fréquence maximale étudiée est supérieure à celle de ce mode, la contribution de la vibration des plaques latérales (porte, vitre..) au couplage avec la cavité en excitant ce mode sera facile qu'avec les autres modes, en conséquence, le bruit dans la cavité de la cabine va être augmenté.

D'après les résultats trouvés, les modes acoustiques n'ont aucun effet significatif sur le bruit de bourdonnement dans la gamme de fréquences de 20 Hz à 80 Hz. Les résonances de la cavité n'amplifient pas le bruit à certaines fréquences pour contribuer au bruit fort de bourdonnement à l'intérieur de la cabine de tracteur. Donc, il n'y a aucun besoin de considérer la modification de la structure de cabine pour éviter la coïncidence de la résonance de la cavité et le mode structurel dans la gamme de bruit de bourdonnement.

#### 4.3.2 Analyse harmonique du modèle vibroacoustique

##### 4.3.2.1 Objective de l'analyse harmonique

Le bruit bourdonnement interne dans la cabine du tracteur résulte principalement de l'excitation de moteur transmise par la structure à la cavité de compartiment. Le bruit se produit quand les forces injectées excitent les plaques d'acier constituant la coque de véhicule, ces qui alors conduisent et agissent réciproquement sur le fluide à l'intérieur de la cavité [15]. Afin de prévoir et analyser le bruit interne créé par les forces d'excitation agissant directement sur la structure de véhicule, le modèles éléments finis représentant la structure de la cabine et la cavité

interne est couplé pour former le modèle vibroacoustique. Le couplage tient compte des interactions entre les vibrations structurales qui contribuent à la réponse acoustique interne, et les charges de la pression acoustique qui agissent sur les plaques d'acier du compartiment. Les réponses structurales et acoustiques à l'excitation vibratoire sont déterminées numériquement en utilisant le code ANSYS. Les résultats numériques fournissent des informations importantes pour la réduction de bruit de la cabine de tracteur ainsi que sa conception.

#### 4.3.2.2 Approche de l'élément finis pour l'analyse harmonique du modèle vibroacoustique

Pour cette forme irrégulière de la cabine, aucune solution théorique et analytique n'est disponible, et une solution numérique est inévitable en résolvant le modèle acoustique structural. L'équation (2.26) est l'équation générale pour le modèle éléments finis couplé [27]. L'organigramme décrivant la procédure pour réaliser l'approche éléments finis est montré sur la figure (4.4).

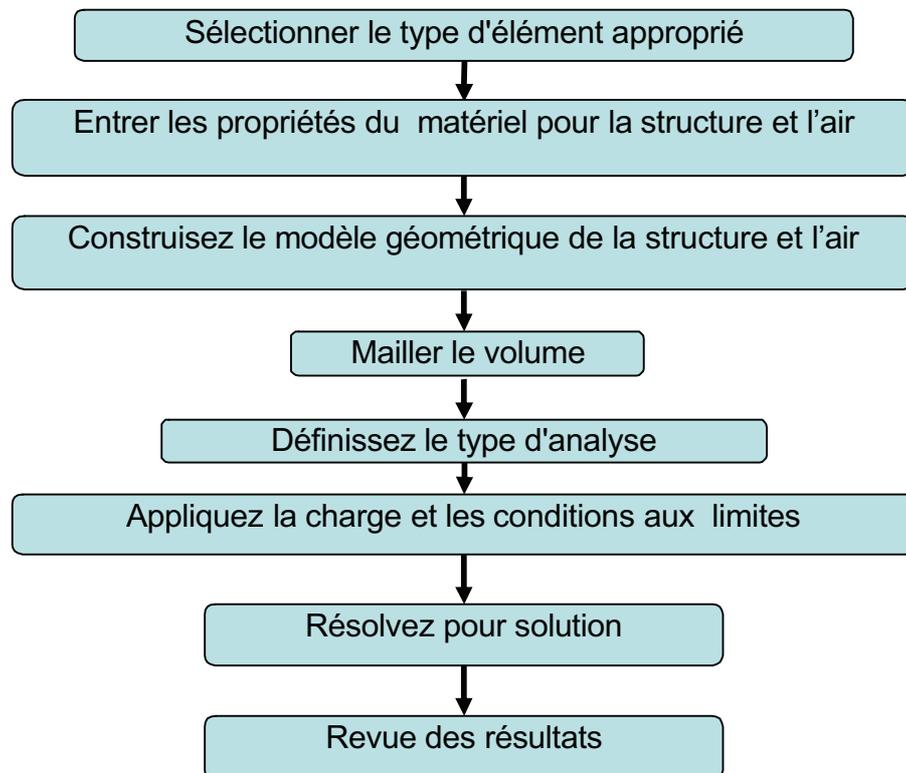


Figure 4.4 : Organigramme de l'approche élément finis pour le modèle couplé

On considère le modèle de la cabine du tracteur correspondant à la figure (4.1). Depuis la bibliothèque d'éléments fournie par le code de calcul ANSYS, SHELL63 et BEAM4 sont sélectionnés pour la modélisation de la structure et FLUID30 est employé pour modéliser le milieu fluide et l'interface entre fluide structure de la cabine « chap.3, § 3.2.3.2.» figure (4.5).

BEAM4 est un élément uniaxial utilisé pour modéliser les poutres tridimensionnelles élastiques. La structure est excitée par une force ponctuelle  $F_y=1\text{N}$  placée au point de coordonnées  $(0, 0, 1.3)$ . Les calculs sont effectués avec un pas fréquentiel  $f = 1 \text{ Hz}$  et une fréquence maximale  $f_{\text{max}} = 80 \text{ Hz}$ .

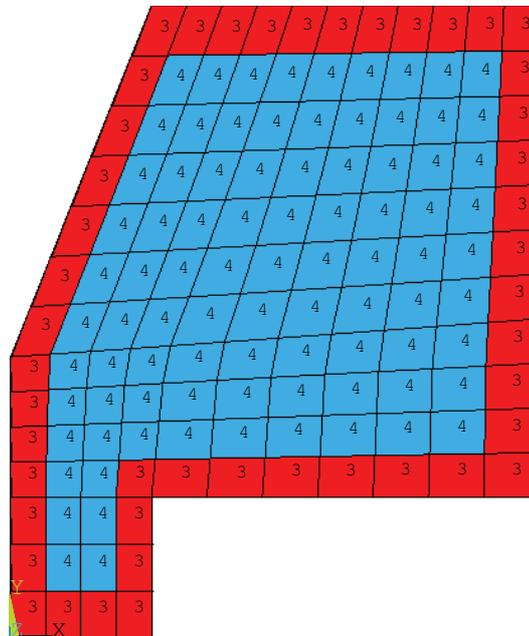


Figure 4.5 Modèle élément finis du milieu fluide de la cabine  
(4) élément fluid30 type structure absente. (3) élément fluid30 type structure présente

La figure (4.6) montre la forme de spectre du niveau de pression acoustique en fonction de la fréquence de bourdonnement, de 20 Hz à 80 Hz, à la position spécifique de l'oreille droite du conducteur, qui est défini pour être  $(1.14, 1.4, 0.59)$  dans les coordonnées globales du modèle éléments finis.

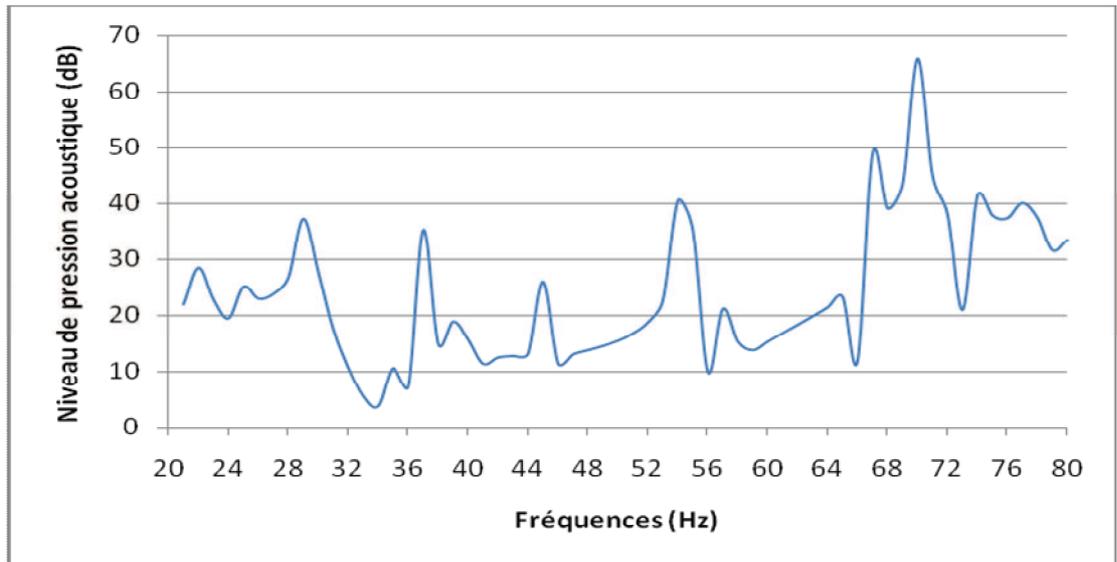


Figure 4.6 : Le Niveau de pression acoustique à la position de l'oreille droite du conducteur

On peut constater que les quatre points de pression acoustique maximale se produisent à 29 Hz, 54 Hz, 67 Hz, et 70 Hz. Pour les valeurs du niveau de pression 37.30, 40.48, 49, et 66 dBA, respectivement. La figure (4.7) montre pour ces quatre valeurs la distribution interne de la pression acoustique dans la cabine au niveau du plan de coupe à  $Z = 0.59$  m, sur lequel se trouve la position spécifique de l'oreille droite du conducteur.

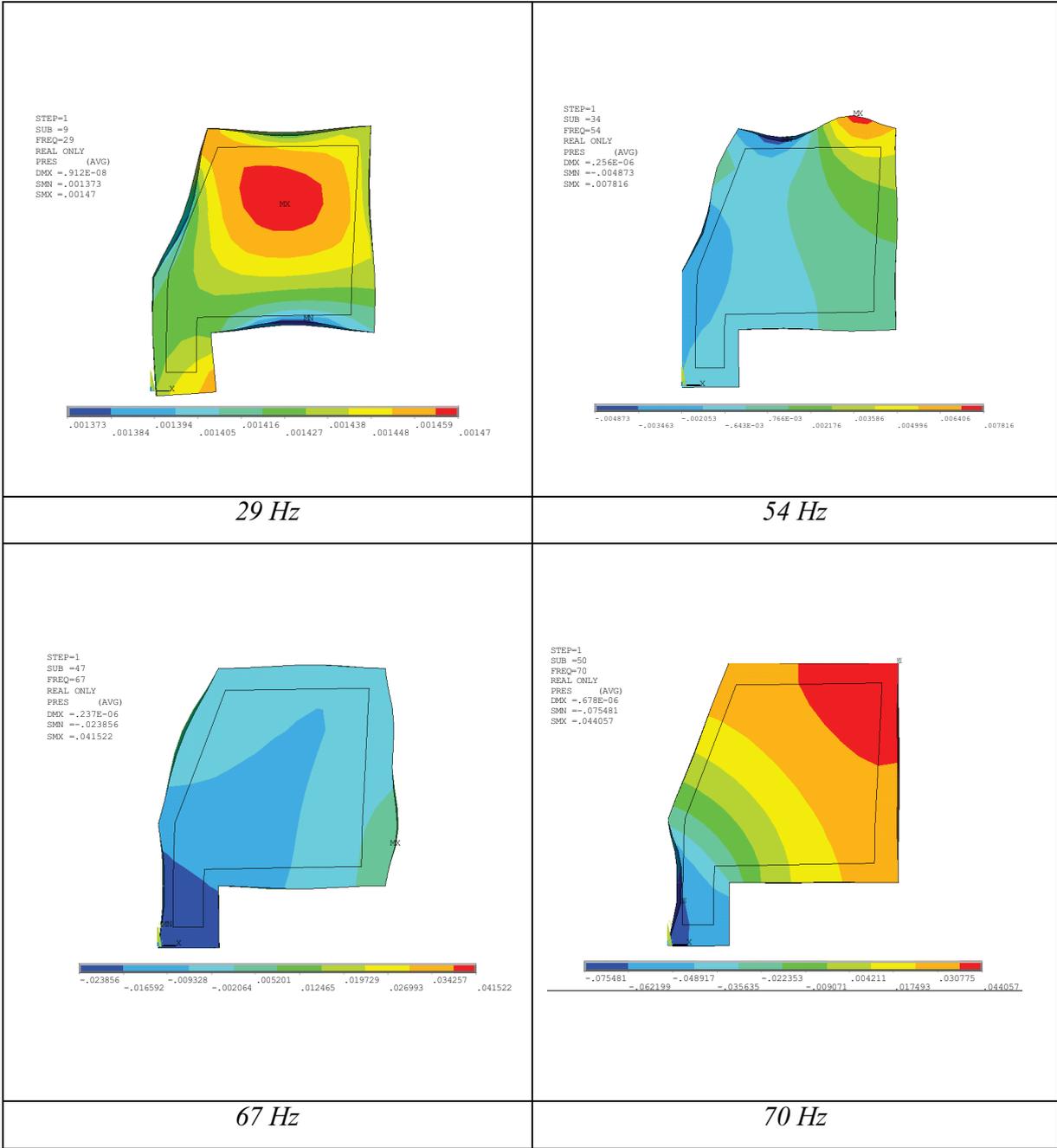


Figure 4.7 : Distribution de la pression acoustique dans la cabine à Z = 0.59 m

#### 4.4 Résultats et discussion

Selon la méthodologie présentée dans le chapitre 3 et le modèle éléments finis décrit dans le présent chapitre, la réponse acoustique à l'intérieure de la cabine de tracteur excitée par une force harmonique a été prédite avec le modèle établi. Dans ce chapitre, nous allons vérifier la linéarité du modèle éléments finis. Ensuite, nous allons examiner les facteurs principaux qui influent sur le comportement vibroacoustique de la cabine, tel que l'endroit de la force d'excitation, l'application du matériau absorbant acoustique, la couche viscoélastique d'amortissement et la masse ajoutée [15].

##### 4.4.1 Vérification de la linéarité

Une étude est réalisée pour vérifier la linéarité du modèle éléments finis pour la cabine de tracteur. L'amplitude  $F_0$  de la force d'excitation au même point est augmentée de 1 N à 2 N. la figure (4.8) représente le niveau de bruit à l'intérieur de la cabine à la position de l'oreille droite du conducteur pour les deux valeurs d'amplitudes  $F_0$  de la force d'excitation.

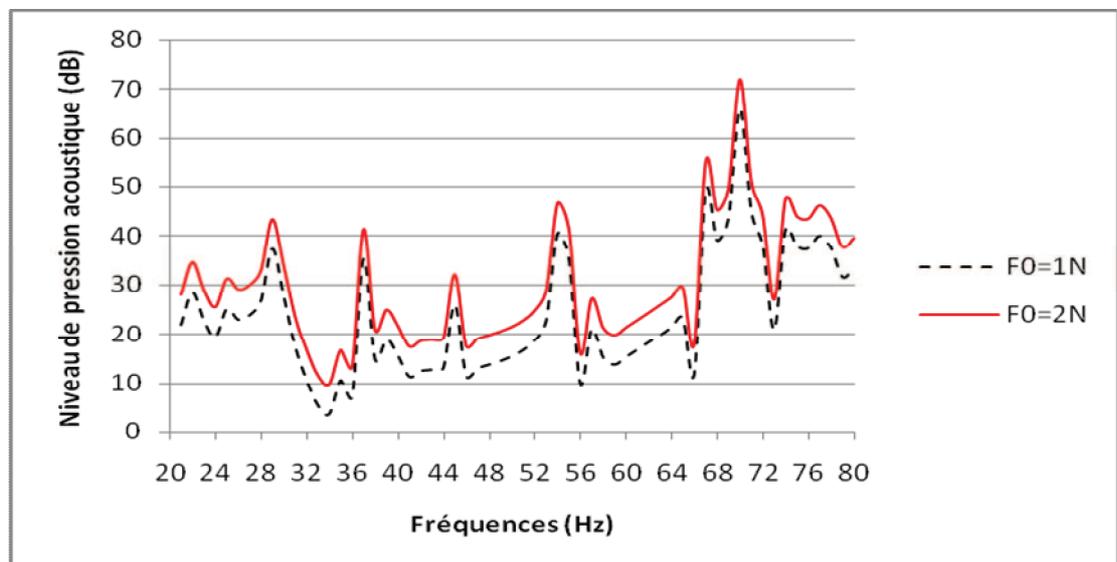


Figure 4.8 : la comparaison du niveau de pression acoustique pour Vérifier la linéarité

On observe que le niveau de pression acoustique à augmenter de 6 dB. Cela concorde bien avec la théorie d'acoustique linéaire où l'incrément de la pression acoustique est proportionnel à celui de la force externe d'excitation. Comme

démontré par l'équation (2.37), le niveau de pression acoustique augmente par 6 dB quand la pression acoustique est doublée. L'étude de linéarité peut également servir à vérifier l'exactitude du modèle éléments finis.

#### 4.4.2 Caractéristique dynamiques du modèle vibroacoustique

##### 4.4.2.1 Emplacement de la force d'Excitation

Pour étudier l'impact de la force d'excitation, on se propose d'effectuer des simulations en deux endroits différents de la structure. Le premier est montré sur la figure (4.9 (a)), à une jonction des poutres à l'avant de la cabine, où une force d'excitation harmonique simple avec l'amplitude d'unité dans la direction de  $y$  est appliquée ; le second est indiqué sur la figure (4.9 (b)), à une jonction des poutres à l'arrière de la cabine. Le balayage de fréquence de l'analyse harmonique est effectué pour les deux cas respectivement. Les deux réponses acoustiques sont tracées sur la figure (4.10).

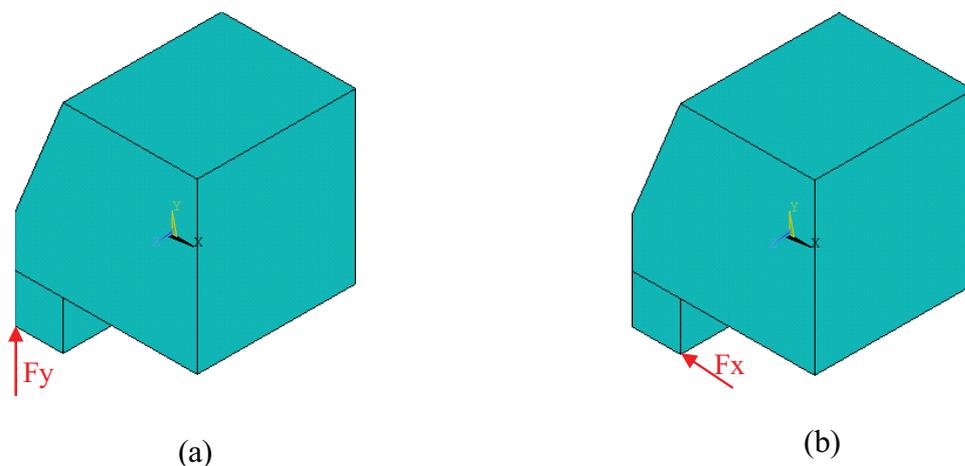


Figure 4.9 : les deux points d'applications de la force d'excitation sur la structure de la cabine

Comme nous le constatons dans la figure (4.10), les deux courbes de réponse ne sont pas identiques, mais elles sont proches de l'une à l'autre. Les valeurs maximales apparaissent aux mêmes fréquences, démontrant que la vibration et les comportements acoustiques dans chacun des deux cas sont très semblables. La cabine est une structure complexe qui se compose de coques et des poutres

connectées l'une avec l'autre, qui permet le transfert des forces d'excitation dans toute la structure à travers multiples chemins. Ceci aide à distribuer globalement les forces d'excitation à toute la coque de façon régulière.

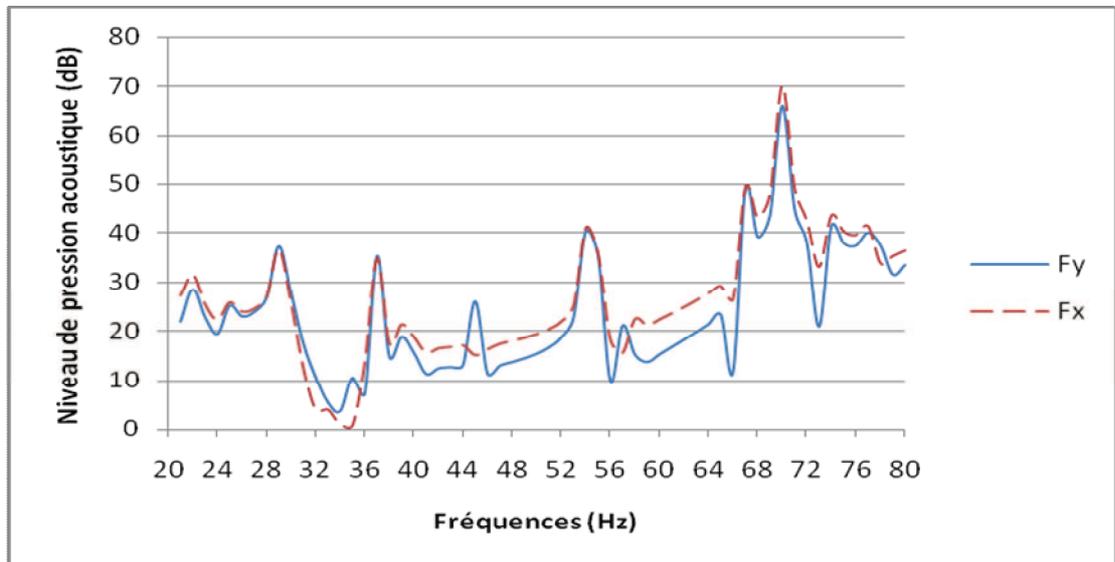


Figure 4.10 : la comparaison du niveau de pression acoustique pour deux différents emplacements d'excitation

Les forces d'excitation des deux cas sont placées aux jonctions des poutres, qui sont transférées à partir de ces jonctions à la structure entière. Une telle application de la force n'influe pas sur la vibration des panneaux. Par conséquent, les caractéristiques dynamiques de la structure entière sont très semblables dans les deux cas.

#### 4.4.2.2 Absorption acoustique

L'absorption acoustique est un processus de dissipation de l'énergie sonore. La propriété du matériau et la structure de cabine convertissent le son en chaleur, résultant soit de la propagation dans le milieu ou de la dissipation quand le son heurte une surface.

Le coefficient d'absorption acoustique est une mesure du rapport de l'énergie de l'onde acoustique absorbée à l'énergie incidente sur une surface donnée d'un matériau. Il est généralement donné pour une fréquence particulière à une échelle de 0 à 1. Une surface qui absorbe 100% du son incident aura un coefficient d'absorption

acoustique de 1 ; par contre, une surface qui n'absorbe pas aura un coefficient d'absorption acoustique de 0.

Pour les essais pratiques, les coefficients d'absorption acoustiques sont mesurés en bandes de tiers d'octaves. Étant donné que la gamme des fréquences du son audible est assez large (de 20 hertz à 20k hertz), il est très dur, et parfois inutile, pour traiter différentes fréquences. Par conséquent, la gamme entière est divisée en bandes de fréquence. Une octave est une bande des fréquences dont la limite supérieure est deux fois la limite de fréquence inférieure. La fréquence centrale d'une bande d'octaves est obtenue en faisant la moyenne géométrique de la limite supérieure et inférieure. Pour l'utilisation générale, huit octaves des fréquences centrales suivantes sont choisies dans l'acoustique : 125 hertz, 250 hertz, 500 hertz, 1 kilohertz, 2kHz et 4kHz. Lorsqu'une étude plus détaillée est nécessaire, une analyse de bande de tiers d'octave est exécutée. Pour un test de coefficient d'absorption acoustique, l'analyse de bande de tiers d'octave à partir de 100 hertz à 6,3k hertz est généralement effectuée. Le coefficient d'absorption d'une mousse de polyuréthane agglomérée d'épaisseur 30 mm est donné dans le tableau 4.4 suivant. [28]

Tableau 4.4: Le coefficient d'absorption d'une Mousse d'épaisseur 30 mm

fréquences par bandes tiers d'octave, Hz	100	125	160	200	250	315
coefficient d'absorption	0.045	0.079	0.145	0.174	0.252	0.320

Aux basses fréquences, les coefficients d'absorption sont très faibles. Dans les moyennes et hautes fréquences, les matériaux absorbants travaillent beaucoup plus efficace. Tous les matériaux acoustiques absorbants figure (4.11) sont caractérisés par ce phénomène, l'effet d'absorption devient évident que si l'épaisseur de la couche d'absorption acoustique est supérieure à un quart de la longueur d'onde du son.



Figure 4.11 matériaux acoustiques absorbants

Dans les expériences d'essais d'absorption, généralement il n'y a aucun essai pour une fréquence plus basse que 80 hertz. Le bruit de bourdonnement étudié ici est dans la gamme de 20Hz à 80 hertz. Par conséquent, aucun coefficient d'absorption direct ne sera disponible. Cependant, selon la description du paragraphe précédente, on peut supposer que les coefficients d'absorption diminuent graduellement pour atteindre 0 à partir de 80 hertz à 20Hz. Et afin d'accélérer le balayage de fréquence de l'analyse harmonique, les coefficients d'absorption utilisés ici sont de 0.02 de 20 hertz à 55 hertz et de 0.04 de 56 hertz à 80 hertz.

Toutes les plaques d'acier de la cabine sont couvertes par la couche de mousse de polyuréthane à cellules ouvertes comme il est montré sur la figure (4.12) les résultats d'analyse harmonique du modèle vibroacoustique de la cabine avec le matériau absorbant pris en considération sont tracés sur la figure (4.13).

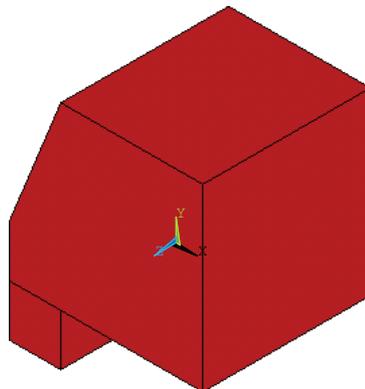


Figure 4.12 : Matériau acoustique absorbant appliqué sur toute la cabine

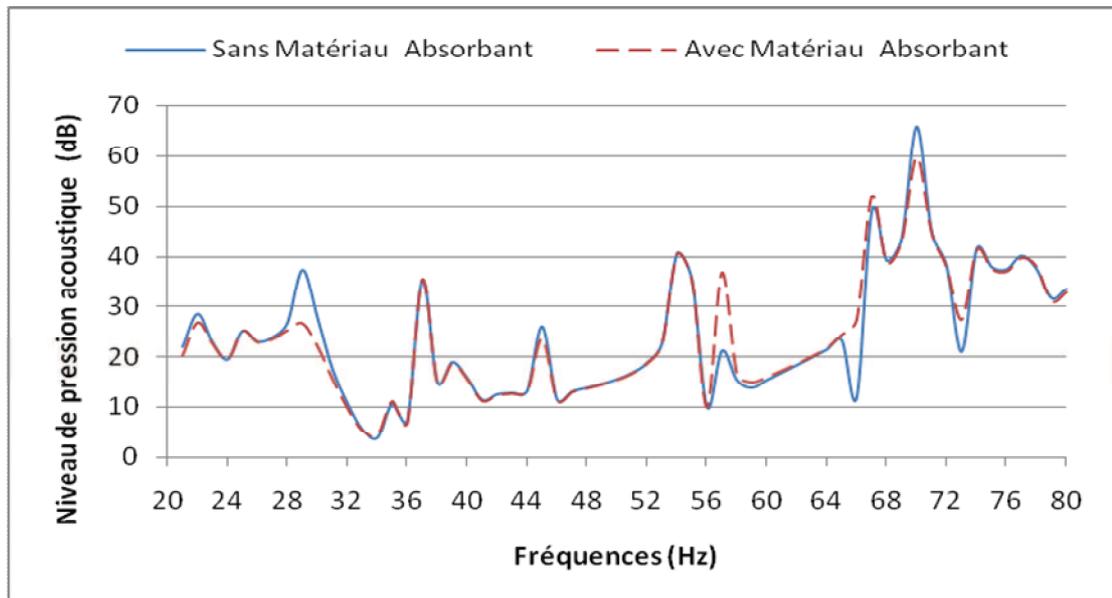


Figure 4.13 : Les réponses acoustiques du modèle avec l'application du matériau acoustique absorbant

Les deux courbes se superposent presque complètement dans la figure, démontrant que l'effet du matériau acoustique absorbant sur la réduction de bruit dans la gamme basse fréquence est faible. Ce calcul peut également servir comme une partie de la vérification de la validation du modèle.

#### 4.4.2.3 Amortissement Structurel

L'amortissement est une mesure de la dissipation d'énergie dans une structure vibrante qui amène celle-ci à revenir à un état de repos. Il y'a différentes formes d'amortissement. Pratiquement, l'amortissement peut être classé par catégorie telle que l'amortissement visqueux, l'amortissement de coulomb et l'amortissement structural ou hystérétique. L'amortissement visqueux se produit généralement dans des cas où un système vibre dans un fluide, caractérisé par la force d'amortissement proportionnelle à la vitesse. L'amortissement structural est dû à la friction interne du matériau. L'amortissement de coulomb est dû à l'effet de frottement sec entre deux surfaces en contact glissant et qui ne dépend pas de la position ou de la vitesse, mais plutôt de la force normale et du coefficient du frottement.

Pour le modèle vibroacoustique de la cabine, l'amortissement de coulomb et l'amortissement visqueux ne sont pas considérés. Il n'y a aucun effet de friction entre deux surfaces en contact glissant, donc l'amortissement de coulomb ne s'applique pas. Bien que la structure de la cabine soit excitée pour vibrer dans l'air, l'amortissement visqueux n'est pas pris en considération dans l'étude, car elle ne joue pas un rôle majeur dans l'étude en raison de la faible masse et de la faible viscosité de l'air, alors seulement l'amortissement structural est inclus dans l'étude. Le frottement interne du matériau ou du système entier est la raison principale de l'amortissement structural [15].

Bien que le comportement d'amortissement physique est assez compliqué, la matrice d'amortissement  $[C_e]$  peut être étendue en employant les composants suivants [29] :

$$[C_e] = \alpha[M_e] + \beta[K_e] + \sum_{j=1}^m \left( \frac{\xi_j}{\pi f} \right) [K_{ej}] + \sum_{j=1}^m \beta_j [K_{ej}] \quad (4.1)$$

Avec :

$\alpha$  : Le multiplicateur de la matrice de masse

$\beta$  : Le multiplicateur de la matrice de rigidité

$\xi_j$  : Le facteur d'amortissement de matériau j

$\beta_j$  : Le multiplicateur de la matrice de rigidité de matériau j

Puisque seulement l'effet de l'amortissement structural est considéré, l'équation de la matrice d'amortissement de forme réduite est:

$$[C_e] = \sum_{j=1}^m \left( \frac{\xi_j}{\pi f} \right) [K_{ej}] \quad (4.2)$$

Les couches d'amortissement adhérees sur la surface des plaques d'acier fournissent un amortissement de la structure de la cabine. Les couches ont été largement employées dans l'industrie de l'automobile. L'effet d'amortissement structural provoqué par la couche viscoélastique d'amortissement peut être considéré comme constant [2]. Généralement, le facteur d'amortissement se situe entre 4 % et 8 % pour un matériau viscoélastique [30]

Aussi, on se propose d'utiliser les valeurs de 4% et 8% dans nos applications et dont les résultats sont illustrés par la figure (4.14) .

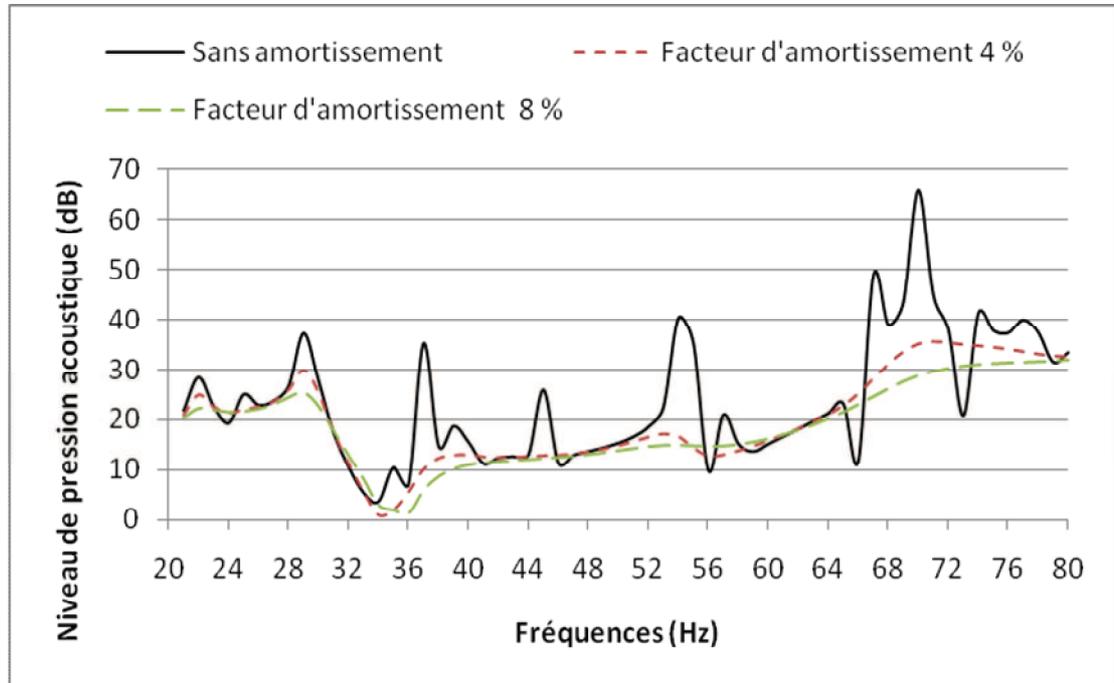
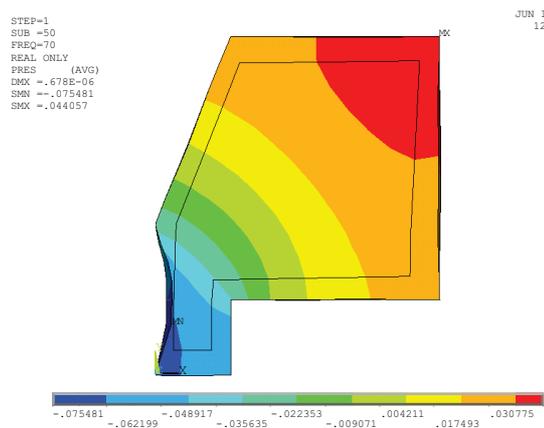


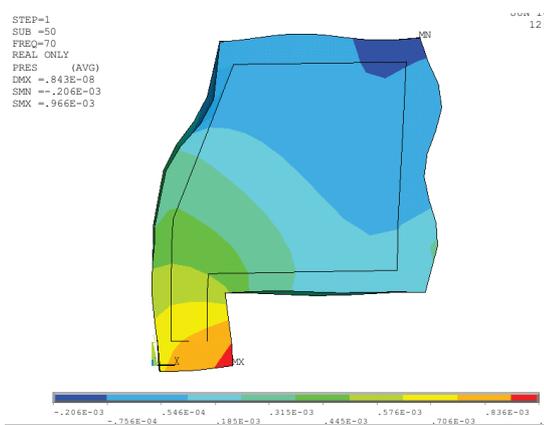
Figure 4.14 : Réponses acoustiques du modèle avec le matériau viscoélastique

Les résultats montrent clairement que l'amortissement structural permet essentiellement de réduire davantage les valeurs maximales du niveau de pression acoustique. D'autre part, la figure (4.15) montre la distribution interne de la pression acoustique à 70 Hz dans la cabine à  $Z = 0.59$  m. Comme indiqué, la pression acoustique maximum à la position spécifique de l'oreille droite du conducteur a été nettement réduite.

Sans amortissement



Facteur d'amortissement 4 %



Facteur d'amortissement 8 %

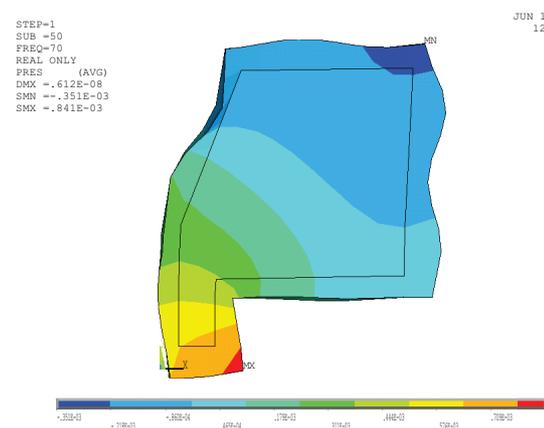


Figure 4.15 : Distribution interne de la pression acoustique à 70 Hz dans la cabine à  $Z=0.59$  m.

#### 4.4.2.4. La masse ajoutée

Nous avons vu dans les deux paragraphes précédents que le matériau acoustique absorbant et le matériau viscoélastique d'amortissement sont considérés uniquement pour leurs propriétés intrinsèques d'absorption et de l'amortissement. En fait, l'application de ces matériaux à la structure apporte un effet de masse supplémentaire qui sera ajoutée sur la masse de la structure. Un calcul numérique de la masse ajoutée est alors nécessaire [15].

La couche acoustique absorbante ou la couche d'amortissement est tout à fait légère comparativement à la structure en acier. La mousse acoustique absorbante d'épaisseur 30 mm mentionnée dans le paragraphe 4.4.2.2 pèse 3 kg/m<sup>2</sup>. Les plaques en acier dans la structure de la cabine est de 4 millimètres, qui pèse 31.2 kg/m<sup>2</sup>. Si la mousse est ajoutée aux plaques de la cabine suivant les indications de la figure (4.12), elle fournit une certaine masse supplémentaire aux plaques. Les deux effets d'absorption et de masse ajoutée sont pris en considération dans le calcul. Le résultat d'analyse harmonique est présenté sur la figure (4.16), à titre de comparaison, le résultat d'analyse précédent de l'application du matériau acoustique absorbant sans considérer l'effet de la masse ajoutée est également tracé sur la figure (4.16).

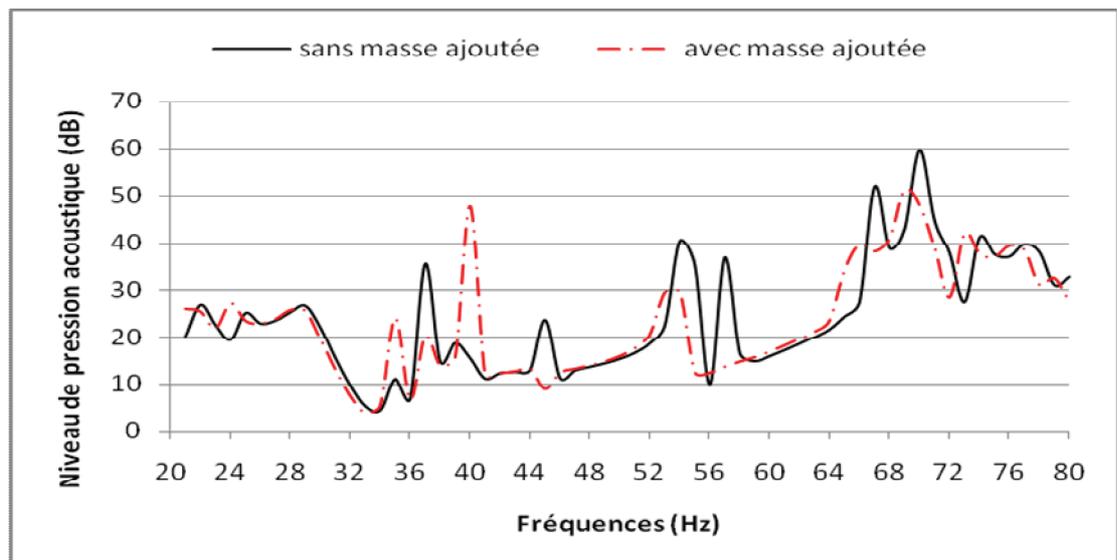


Figure 4.16 : Réponse acoustique du modèle avec la masse ajoutée du matériau acoustique absorbant

On peut constater que les deux courbes ont globalement la même forme, à l'exception aux quelques valeurs maximales du niveau de pression acoustique, où on peut remarquer un notable écart positif et négatif d'amplitude, ainsi que un décalage de ces valeurs aux fréquences voisines sur l'intervalle de fréquences [52,80 Hz]. Par conséquent, malgré que l'application de la masse supplémentaire en petite valeur ne change pas les caractéristiques dynamiques du modèle de façon considérable, mais sa contribution aux réductions du bruit dans la cabine est favorable.

#### 4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié le comportement vibroacoustique de la cabine de tracteur en basses fréquences. Cette étude passe tout d'abord par l'identification des fréquences de résonance de la cavité de tracteur en utilisant une modélisation par éléments finis. Les résultats obtenus ont montré que les modes de résonances n'ont aucun effet significatif sur le bruit de bourdonnement dans la gamme de fréquences de 20 Hz à 80 Hz.

Par la suite le modèle éléments finis établi est exploité pour prédire la variation du niveau de pression acoustique à l'intérieure de la cabine excitée par une force harmonique. Le niveau de bruit à l'intérieur de la cabine est obtenu, et les fréquences caractérisées par les niveaux de bruit maximaux dans la gamme de fréquences étudiée et à la position spécifique de l'oreille droite du conducteur sont identifiées.

En dernier lieu, on a vérifié la linéarité du modèle éléments finis, et les effets de la position de la force d'excitation. L'application du matériau absorbant acoustique, de la couche viscoélastique d'amortissement et de la masse ajoutée sur le comportement vibroacoustique de la cabine ont été analysées. Nous avons constaté que le changement de l'emplacement de la force d'excitation n'affecte pas l'identification des valeurs maximales dans la courbe de réponse acoustique. Par conséquent, dans l'analyse numérique l'application de la force d'excitation à une jonction ou une autre de la structure n'influe pas sur la réponse vibroacoustique. L'effet du matériau absorbant acoustique sur la réduction du bruit dans la cabine en basse fréquence est inefficace. Par contre, l'influence de la masse ajoutée obtenue

par ce matériau sur la réduction du bruit est très bénéfique, du fait qu'elle décale la courbe de la réponse acoustique et diminue également quelques valeurs maximales.

L'application de la couche viscoélastique sur toutes les faces de la cabine afin d'augmenter l'amortissement structural donne des résultats satisfaisants dans le confort vibroacoustique et porte une réduction efficace des valeurs maximales de la courbe du niveau de pression acoustique.

## CONCLUSION

La méthodologie et les techniques présentées dans ce mémoire fournissent des outils utiles d'évaluation acoustiques pour l'analyse et prédiction du confort vibroacoustique lors de l'étape de conception de véhicule, particulièrement en basses fréquences pour lesquelles la réduction de bruit est exigée.

On a étudié le comportement vibroacoustique du système plaque cavité en basses fréquences. En premier lieu on a déterminé les fréquences de résonance de la cavité en utilisant un modèle éléments finis. L'absence de moyens matériels pour mener des essais expérimentaux nous a contraints de confronter en guise de validation nos résultats à un autre ensemble de résultats numériques. En second lieu on a étudié les effets de la variation de deux paramètres structuraux, l'amortissement structural et l'épaisseur de la plaque sur la réponse vibroacoustique du système plaque-cavité et on a constaté que ces effets en basse fréquence sont moins importants d'un point de vue réponse vibroacoustique que perceptif.

Le modèle éléments finis établi à été exploité aussi pour calculer les résonances de la cavité, et a montré son efficacité dans l'analyse du bruit induit par la vibration du moteur dans la cabine de véhicule. La réponse acoustique intérieure de la cabine excitée par des forces harmoniques peut facilement être prédite avec ce modèle.

Le changement de l'emplacement de la force d'excitation n'affecte pas l'identification des valeurs maximales. La cabine est une structure complexe, qui permet de transférer la force d'excitation dans toute la structure et dans des chemins multiples, distribuant globalement la force d'excitation à toute la cabine, de façon régulière. Par conséquent, dans l'analyse numérique, si la force d'excitation est placée à une jonction ou une autre de la structure comme indiquée dans l'étude,

l'identification de valeurs maximales dans la courbe de réponse acoustique ne sera pas affectée.

D'après les recherches effectuées, il s'est avéré que le matériau acoustique absorbant ne fournit pas l'impact considérable en absorption du bruit du bourdonnement à cause des coefficients d'absorption très bas dans la gamme de basses fréquences. En revanche son application est certainement nécessaire puisque le bruit de cabine couvre presque toute la gamme audible de fréquence, qui peut être très efficace dans la réduction du bruit pour la moyenne et haute fréquence. Cependant, l'effet de la masse ajoutée obtenu par l'application du matériau acoustique absorbant peut être utile pour réduire le bruit du bourdonnement, car elle décale la courbe de réponse acoustique et baisse aussi quelques valeurs maximales. La fixation des couches viscoélastique d'amortissement mène à une réduction efficace des valeurs maximales de la courbe du niveau de pression acoustique (SPL). Fournir un certain niveau d'amortissement de la structure permet de contrôler le bruit à basse fréquence.

Les résultats obtenus dans la présente étude sont instructifs pour la modification de la structure d'une cabine de véhicule à l'étape de la conception pour réduire le niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine. Le concepteur de tracteur doit considérer l'application d'une couche viscoélastique d'amortissement appropriée comme mesure principale pour le contrôle de bruit de bourdonnement particulièrement quand il ne prévoit aucune modification significative sur la structure. Il n'y a aucun besoin d'essayer de laisser beaucoup d'espace intérieur pour l'épaisseur du matériau acoustique absorbant, surtout que l'effet de ce dernier devient efficace seulement si l'épaisseur de la couche est supérieur à un quart de longueur d'onde c'est-à-dire l'épaisseur est environs 1m. La méthodologie menée dans cette étude peut être mise en œuvre dans des expériences vibratoires et acoustiques pour tester un prototype d'un véhicule, et les communications entre les résultats numériques et les données expérimentales rendront les modifications plus efficaces et effectives.

Cette étude peut être enrichie par la considération d'autres facteurs comme :

- L'application de plusieurs forces d'excitation au lieu d'une seule
- L'isolation vibratoire passive

**APPENDICE A**  
**LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS**

- $c$  : vitesse du son (m/s)
- $f$  : fréquence (Hz)
- $L_{SP}$  : niveau de pression acoustique (dB)
- $n$  : direction normale
- $p$  : pression acoustique (Pa)
- $p_o$  : amplitude de la pression (Pa)
- $P_{ref}$  : pression de référence (Pa)
- $P_{rms}$  : pression acoustique efficace (Pa)
- $[K_a]$  : matrice de rigidité acoustique globale
- $[M_a]$  : matrice de masse acoustique globale
- $[C_a]$  : matrice d'amortissement acoustique globale
- $[M_s]$  : matrice de masse structurale globale
- $[C_s]$  : matrice d'amortissement structurale globale
- $[K_s]$  : matrice de rigidité structurale globale
- $\{U\}$  : vecteur accélération structurale (m/s<sup>2</sup>)
- $\{U\}$  : vecteur vitesse structurale (m/s)
- $\{U\}$  : vecteur déplacement structural (m)
- $[A]$  : matrice du couplage structure-acoustique
- $\{F_s\}$  : force d'excitation structurale (N)
- $\xi_j$  : facteur d'amortissement de matériau j

- MEFF : méthode des éléments finis de frontières
- MEF : méthode des éléments finis
- DDL : degré de liberté
- DREP : position spécifique de l'oreille droite du conducteur  
(*driver's right ear position*)
- EF : éléments finis
- NASTRAN : logiciel d'analyse structurale de l'administration nationale de  
l'aéronautique et de l'espace [NASA]
- ANSYS : logiciel de simulation numérique par la MEF
- PACA : analyse de contribution de panneau acoustique  
(*panel acoustic contribution analysis*)
- SPL : niveau de pression acoustique
- dBA : décibel pondération A.

## APPENDICE B

### NOTIONS ACOUSTIQUES

#### 1. Introduction

Le son peut être déterminé comme une grandeur physique. Il s'agit de variations rapides de la pression de l'air qui se superposent à la pression atmosphérique. Notons que les variations de la pression de l'atmosphère ne sont pas perceptibles pour l'ouïe humaine car elles sont trop lentes. Les variations de la pression du son sont exprimées en Pa (Pascal).

La perception de l'ouïe humaine s'étend de 20 mPa à 200.000.000 mPa. Une telle échelle étant très étendue et par conséquent peu maniable, celle-ci est comprimée (logarithmée) en une gamme plus pratique variant de 0 dB(A) (seuil audible) à 140 dB(A) (seuil de la douleur) figure (1). Quand on parle de bruit, il s'agit d'un son qui est indésirable, incommode et qui peut provoquer des lésions (NFS 30105)<sup>1</sup>. Pour tenir compte de ces effets sur l'homme, il faut considérer non seulement le niveau sonore mais également la fréquence, le type du bruit et la durée de l'événement.

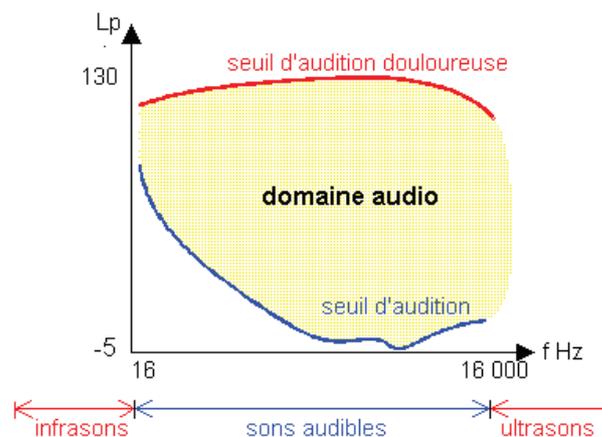


Figure 1 : domaine d'audition

<sup>1</sup> NFS 30105 : *Le bruit est un phénomène acoustique produisant une sensation auditive considérée comme désagréable ou gênante*

## 2. Caractéristiques d'un bruit

- Amplitude

Tout bruit naissant d'une vibration des particules d'un milieu (air) entraîne une variation de pression du milieu autour de sa position d'équilibre (pression atmosphérique).

C'est ainsi qu'on utilise pour caractériser l'amplitude d'une onde sonore le décibel (dB). Celui-ci apparaît généralement sous la forme de logarithme d'un rapport de pression.

Ainsi une onde sonore qui génère une variation de pression P (Pa) possède un niveau de pression sonore égale à:  $L_p = 20 \cdot \text{Log}(P/P_0)$  dB avec  $P_0 =$  Pression acoustique de référence =  $20 \cdot 10^{-6}$  Pa.

Tableau 1 : Echelle des niveaux sonores

Niveau	Impression Ressentie	Effet
140dB	très douloureuse	Lésions irréversibles du système auditif
120dB	douloureuse	
110dB	insupportable	Perte d'audition après une exposition brève
100dB	Difficilement supportable	
90dB	Très bruyant	Perte d'audition après une exposition longue
80dB	bruyant	
60dB	Bruit courant	
50dB		
40dB	faible	
30dB	calme	
20dB	Très calme	
10dB	silence	L'observateur entend le bruit de son organisme
0dB	Silence absolu	

- Fréquence

Un bruit est souvent qualifié d'aigu ou de grave: les acousticiens emploient la notion de fréquence de l'onde sonore. Ainsi un son d'une fréquence de 100 Hz est un son « grave », alors qu'un son d'une fréquence de 15000 Hz est un son « aigu ».

En pratique, il est très rare de rencontrer des ondes sonores qui ne vibrent qu'à une seule fréquence; en effet, un bruit est composé d'un certain nombre d'ondes de fréquences différentes. Un bruit qualifié d'aigu sera un bruit qui comporte beaucoup de hautes fréquences; alors qu'un bruit qualifié de grave comportera beaucoup de basses fréquences.

L'oreille humaine, en général, est capable d'entendre des sons de fréquences comprises entre 20 Hz et 20000 Hz. Les sons de fréquences inférieures à 20 Hz sont appelés infrasons tandis que les sons de fréquences supérieures à 20000 Hz sont des ultrasons figure 1.

- Durée

L'estimation de la nocivité d'un environnement bruyant est fondée principalement sur l'énergie acoustique totale reçue, qui dépend du niveau mais aussi de la durée du bruit. De même, les études d'impact sonore comportent une estimation de la gêne occasionnée pendant une période donnée au cours de laquelle le niveau de bruit peut varier de façon imprévisible.

Pour tenir compte de ces variations de bruit pendant un temps de référence, le niveau de bruit d'évaluation est indiqué par le niveau de bruit équivalent ( $L_{eq}$ ).

$L_{eq}$  : Niveau de bruit continu équivalent tenant compte de la durée du bruit, de sa nocivité et contenant la même énergie que le bruit variant dans le temps qu'il représente.

$$L_{eq} = 10 \log \left[ \frac{1}{T} \int_0^T \frac{P^2(t)}{P_0^2} dt \right] \text{ en dB}$$

- Tonalité et impulsions

La gêne acoustique ne dépend pas seulement des niveaux de bruits acoustiques mais également d'autres paramètres, tels que la tonalité et les impulsions. La tonalité est définie comme un son qui ressort nettement du spectre des fréquences (+ 5 dB) par rapport au niveau des fréquences voisines.

Les impulsions sont des bruits de très courte durée et peuvent causer des lésions de l'ouïe humaine.

- Pondération A

Le décibel défini plus haut est appelé décibel linéaire par opposition au décibel pondéré A (dB(A)) qui tient compte de la sensibilité de l'oreille humaine, celle-ci variant en effet en fonction de la fréquence. Un son de basse fréquence par exemple, est considéré comme moins gênant par l'oreille et le cerveau qu'un son de moyenne fréquence (3000 à 4000 Hz). C'est le dB(A) qui prend en compte ce phénomène. Un son de niveau 90dB linéaire sera représenté par 74dB(A) s'il est émis à la fréquence de 125Hz, et par 91 dB(A) s'il est émis à la fréquence de 2000Hz.

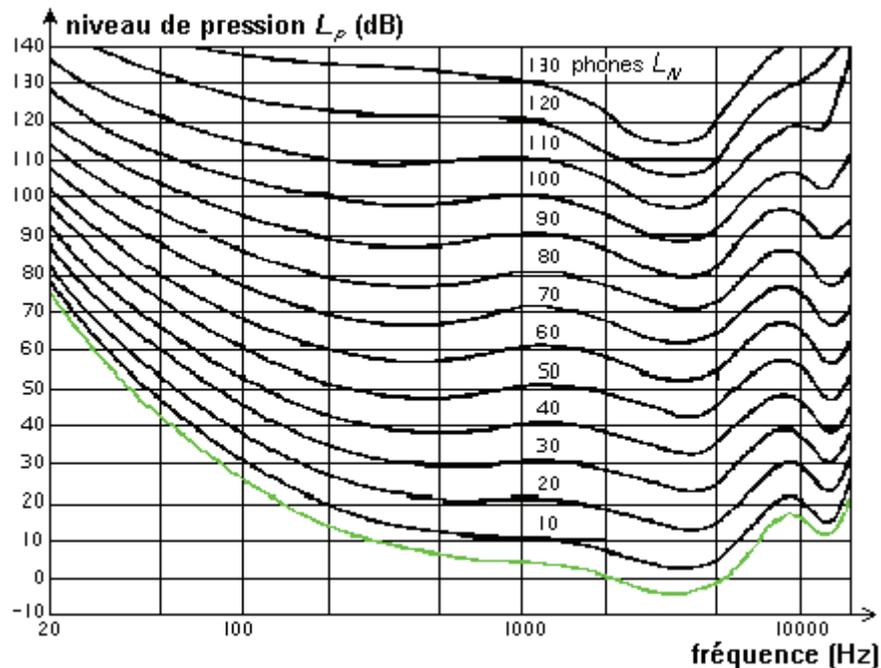
- Type De Bruit

Pour les bruits qui varient avec le temps, on distingue entre autres les types suivants:

- Bruit fluctuant non périodique
- Bruit continu constant
- Bruit constant intermittent
- Bruit fluctuant périodique
- Impulsions isolées
- Bruit impulsionnel à rythme rapide

Les normes internationales tiennent compte de ces deux phénomènes d'impulsivité et de tonalité en majorant le niveau de bruit équivalent mesuré de 3 à 6 dB(A) en fonction des pays.

### 3. Diagramme de Fletcher et Munson



Ce graphique tient compte de notre variation de sensibilité à différentes fréquences. On en déduit qu'au-dessous de 1000 Hz, le seuil acoustique se situe toujours plus haut (c-à-d que l'on est moins sensible à un niveau sonore donné dans ces fréquences). Par exemple, à 600 Hz, on entend à partir de 5 dB, mais à 100 Hz, on n'entend qu'à partir de 25 dB! Lorsque les fréquences diminuent, les isophones se rapprochent de plus en plus. Cela veut dire que, pour un saut égal de niveau sonore, on percevra, aux fréquences plus basses, une plus grande différence qu'aux fréquences plus hautes. On déduit aussi qu'on est le plus sensible entre 600 Hz et 4000 Hz.

Conclusion: Ce n'est qu'à partir des niveaux sonores plus élevés qu'on perçoit les basses fréquences, mais on sera plus sensible à des variations dans ce domaine.

**<200 Hz: basses fréquences**

**200 Hz – 2000 Hz: moyennes fréquences**

**> 2000 Hz: hautes fréquences**

#### 4. Applications

D'une manière générale, les entreprises investissent peu dans la recherche de réduction du bruit que peuvent engendrer leurs appareils. Dans ce paysage, l'automobile, et quelques autres secteurs peu nombreux se singularisent en consacrant d'importants programmes de recherche et développement à l'acoustique. Et cette traque des décibels commence dès la conception des modèles. Les constructeurs d'automobiles se fixent en matière de bruit deux objectifs : limiter le bruit extérieur des véhicules et assurer le confort sonore des occupants.

Les quatre modes de génération du bruit interviennent dans l'automobile: souffle (ventilation, aérodynamique), frappement (pistons, vitesses), frottement (pneus), pincement (fils, câbles, tuyaux, tôles). Les bruits proviennent de deux sources externes, le contact de l'air et celui du véhicule avec la chaussée, et de diverses origines internes, telles que les vibrations mécaniques, les écoulements de fluides (échappement). Divers organes propagent ces vibrations, les transmettent à l'habitacle. La propagation s'opère également par voie aérienne, par les interstices des joints de vitres, de portes... Au total, pratiquement toutes les pièces du véhicule sont impliquées dans la chaîne de bruit .

Pour les éviter ou les réduire, une première solution consiste à traiter la génération des bruits à la source, avec un moteur, des engrenages, des transmissions moins bruyants. Ensuite, il faut utiliser des matériaux qui filtrent les bruits, "encapsuler " le moteur. Cette intégration a l'inconvénient d'ajouter du poids, et donc de pénaliser la consommation de carburant (+ 100 kg = + 0,6 l/100 km), pour des gains acoustiques parfois minimes. Les fournisseurs s'emploient de leur côté à alléger les insonorisants.

Les constructeurs préfèrent donc traquer le bruit à la source. Ils travaillent à diminuer ce qui provoque les vibrations, par exemple en atténuant le choc piston chemise dans le moteur. Ils cherchent ensuite à limiter la propagation des vibrations restantes, par exemple en nervurant une paroi de tôle pour la rigidifier.

La tâche s'apparente à la quadrature du cercle. Car, d'une part, il faut l'appliquer à toutes les pièces. Ensuite, pour escompter un gain global sur toute la voiture, il faut l'obtenir de façon identique sur chacune des Sources sonores ! Et si

la différence entre deux sources sonores dépasse 10 dB, le bruit le plus fort domine le plus faible. Ce qui complique le tout, il n'est pas toujours aisé d'identifier les uns et les autres.

Tableau 2. Addition des niveaux sonores

différence entre niveaux (dB)	A ajouter au plus niveau (dB)
0 ou 1	3
2 ou 3	2
4 à 9	1
10 ou plus	0
Exemple : $50+50=53$ dB $50+60=60$ dB	

Les experts estiment donc que les gains les plus importants sont à rechercher désormais en dehors, dans les pneus et revêtements routiers. L'adaptation des sculptures des pneus en vue de diminuer les compressions d'air entre la bande de roulement et la route, les pains de gomme d'inégales longueurs pour "casser les fréquences" et l'optimisation de la structure (matériaux, grosseurs des câbles, nombre et inclinaison des nappes) contribuent à un meilleur contrôle de la mise à plat et à la réduction des effets de bourdonnement.

##### 5. réglementation et progrès réalisés

Automobiles et poids lourds. Depuis 1996, le seuil de nuisances sonores automobiles a été fixé à 74 dB(A). Le gain de 8 dB (A) par rapport aux années soixante-dix correspond à une division par six du bruit émis. La réduction a été de plus de 10 dB(A) pour les poids lourds. De nouveaux gains, de l'ordre de 3 dB (A) pour les véhicules légers et plus encore pour les poids lourds, sont à attendre. Le seuil de gêne des transports routiers est, depuis 1995, de 60 dB(A).

Depuis 1970, quatre directives européennes ont permis de baisser de 90 % le niveau sonore d'une voiture.

## REFERENCES

1. Leblanc, A, "Modélisation numérique des résonances par une formulation intégrale application au confort acoustique dans une cavité 3D" , Université d'Artois, Faculté des Sciences Appliquées de Béthune,(2004)
2. Mohanty, A. R., St. Pierre, B. D. and Suruli-Narayanasami, P., "Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques", Applied Acoustics, 59, 1-17, (2000).
3. Flanigan, D. L. and Borders, S. G., "Application of acoustic modeling methods for vehicle boom analysis", Fifth International Conference on Vehicular Structural Mechanics, SAE Paper No. 840744, (1984).
4. Jha, S. H., Characteristics and sources of noise and vibration and their control in motor cars, Journal of Sound and Vibration, 47 (4), 1976.
5. Durgut, M.R. and C. Ilker Hüseyin, " Noise levels of various agricultural machineries ", Department of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture,(2004)
6. Guibert, E., "Etude vibroacoustique et perceptive du bruit rayonné à l'intérieur d'une voiture de train à grande vitesse", Thèse de Doctorat, Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique de Marseille, (2008)
7. Hilbrunner, O., "d'éveloppement et optimisation d'un système de Contrôle actif pour les absorbants acoustiques hybrides", thèse de doctorat, l'école centrale de lyon , (2003)
8. Dupont , J.B., "Contrôle actif d'impédance acoustique pour la réduction du bruit transmis par un encoffrement", thèse de doctorat, Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique, (2007)
9. Trollé, A., "Evaluation auditive de sons rayonnés par une plaque vibrante à l'intérieur d'une cavité amortie", Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, (2009)
10. Dowell, E. H., Gorman, G.F., et Smith, D. A., "Acoustoelasticity : General theory, acoustic natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparisons with experiment", Journal of Sound and Vibration, 52(4) :519–542,(1977)

11. Narayanan S., Shanbhag R. L. " Acoustoelasticity of a damped sandwich panel backed by a cavity". Journal of Sound and Vibration, 78(4):453–473, (1981)
12. Niyogi A.G., Laha M.K., Sinha P.K."A coupled FE-BE analysis of acoustic cavities confined inside laminated composite enclosures" Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 72(4) : 345-357,(2000)
13. Bécot F-X, Sgard, F., "On the use of poroelastic materials for the control of the sound radiated by a cavity backed plate", Acoustical Society of America, 120(4):2055–66, (2006)
14. G. Allaire, "Analyse numérique et optimisation", Editions de l'Ecole Polytechnique, (2007)
15. Cao, J., "Numerical Assessment of Interior Booming Noise and Noise Reduction in An All-Terrain Tractor Cabin ", Master's thesis, University of Regina, (2005)
16. Nefske, D. J., Wolf, Jr, J. A. and Howell, L. J., "Structure-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment a review of current practice", Journal of Sound and Vibration, 80 (2), 247-266, (1982).
17. Craggs, A., "The use of simple three-dimensional acoustic finite elements for determining the natural modes and frequencies of complex shaped enclosures", Journal of Sound and Vibration, 23 (3), 331-339, (1972).
18. Chiello., O., "Application d'une méthode d'éléments finis et d'analyse modale par sous structuration-dynamique à l'étude de l'isolation acoustique en basses frequencies", PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (Villeurbanne, France) / Université de Sherbrooke (Sherbrooke, Canada), (2000).
19. Ansys, "Ansys Release 11 Documentation Preview", (2004).
20. Fahy, F. and Walker , J. "Advanced applications in acoustics, noise and vibration" , Taylor & Francis,United Kingdom, (2004)
21. Dhandole, S. D. and Modak, S. V.," Review of vibro-acoustics analysis procedures for prediction of low frequency noise inside a Cavity", Indian Institute Of Technology, India.
22. Everest, F. A.,"Master Handbook of Acoustics", McGraw-Hill, U.S.A., (2001).
23. Blackstock, D. T.,"Fundamentals of physical acoustics". New York: John Willey and Sons, Inc.,(2000).
24. Maluski, S. P. S. and Gibbs, B. M., "Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings", Journal of Acoustical Society of America, 108 (4), (2000).

25. Marquis-Favre, C., Faure, J., Sgard, F., "Évaluations physique et subjective de l'influence de paramètres structuraux pour une plaque rayonnante", *Acoustiques et techniques*, 30, 8-14. (2001).
26. Cao, J. and Dai, L., "Finite element analysis for interior booming noise reduction in a tractor cabin," DETC2005-84151, Proceedings of ASME IDETC/CIE 2005, Long Beach, CA, 2005.
27. Khelili, T., Aiad, A., Abdellah el-hadj,A."Analyse et prédiction du confort vibroacoustique", 1er Congrès de l'Association marocaine de thermique, pages 243-248,(2010).
28. Randall F. B.," Industrial noise control and acoustics", Marcel Dekker, Inc., (2001)
29. Imaoka, S, Sheldon's ANSYS," Tips and tricks: structural damping", *www.ansys.net*, (2000).
30. Lim, T. C., "Automotive panel noise contribution modeling based on finite element and measured structural", *Acoustic Spectra, Applied Acoustics*, (2000)