

# Réduction par absorbants actifs du bruit transmis par une plaque couplée à une cavité : Détermination de l'impédance optimale et mise en œuvre expérimentale

Jean-Baptiste Dupont, Marie-Annick Galland

Centre Acoustique du Laboratoire de Mécanique de Fluides et d'Acoustique, CNRS UMR 5509,  
École Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 Écully Cedex, France  
[jean-baptiste.dupont@ec-lyon.fr](mailto:jean-baptiste.dupont@ec-lyon.fr)

## Résumé :

Cet article aborde la réduction grâce à l'utilisation d'absorbants actifs du bruit basse fréquence transmis par une plaque couplée à une cavité. Ces absorbants sont constitués d'une couche poreuse à l'arrière de laquelle un système de contrôle actif annule la pression pour obtenir une impédance déterminée sur sa face avant. L'objectif de ces travaux est d'utiliser ces absorbants dans le cadre d'un encoffrement académique constitué d'une cavité rigide fermée par une plaque flexible. Le système est modélisé grâce à une approche analytique modale où les absorbants sont représentés par une condition d'impédance sur les parois. La puissance rayonnée à l'extérieur est calculée grâce à la vitesse de la plaque. Le modèle permet de déterminer l'impédance optimale. Une configuration à trois cellules est mise en œuvre sur le banc d'essai, un algorithme feedforward multivoie est utilisé pour le contrôle actif. Comme prévu par les simulations, les absorbants réduisent le niveau global de puissance rayonnée de plus de 5,5dB.

## Abstract :

This paper investigates the potential of active absorbers to reduce the low frequency noise transmitted by a plate coupled to a cavity. Active absorbers consist of a porous layer and an active control used to reduce the pressure at the rear face so as to impose a prescribed front face normal impedance value. This work relates to a simplified enclosure: a rigid wall cavity is coupled to a baffled elastic plate. The system is excited by a point source inside the cavity. The absorbers are located on the rigid walls. The modeling is based on an analytical modal approach and the absorbers are modeled by an impedance boundary condition applied on the cavity walls. The radiated sound power is calculated thanks to the velocity field induced on the plate. The purpose of this simulation is to determine the optimal impedance. A 3-cell configuration is implemented on a test bench. Active control is carried out thanks to a multichannel feedforward algorithm. According to predictions, absorbers provide a 5.5dB global reduction.

## Mots-clefs :

**Contrôle actif de bruit ; Absorbant acoustique ; vibroacoustique**

## 1 Introduction

Le quart des maladies professionnelles est dû à l'excès de bruit sur le lieu de travail. Le bruit des machines est classiquement traité grâce à des encoffrements qui limitent le bruit transmis à l'extérieur, mais ces solutions manquent souvent d'efficacité, notamment dans le domaine des basses fréquences. Utiliser des matériaux absorbants (Lai *et al.* (1998)) ou avoir recours à des doubles parois peut permettre d'augmenter les performances des encoffrements. Malgré tout, les réductions restent insuffisantes aux basses fréquences.

De nouvelles stratégies doivent donc être mises en œuvre pour améliorer l'efficacité en basses fréquences. C'est l'objet du projet CAHPAC (financé par l'INRS, le CNRS et le MESR). Pour augmenter l'efficacité d'un encoffrement, différentes stratégies peuvent être envisagées :

- Réduire la transmission par les parois

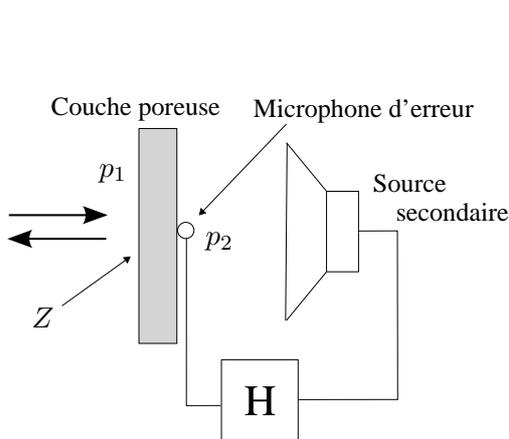


FIG. 1 – Principe de l'absorbant actif

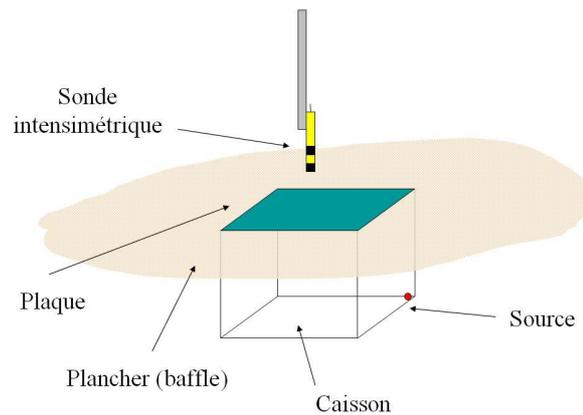


FIG. 2 – Description du système et de l'installation

- Augmenter l'absorption à l'intérieur de l'enceinte

L'objectif final reste de diminuer la puissance transmise à l'extérieur. La mise en œuvre peut être purement passive (utilisation de matériaux plus efficace dans les basses fréquences comme des matériaux poreux hétérogènes (Bécot *et al.* (2005)) ou active (absorption acoustique active, amortissement actif des parois, contrôle actif des vibrations des parois).

Dans ce programme, le Centre Acoustique du LMFA à l'École Centrale de Lyon étudie l'utilisation d'absorbants actifs qui avaient été développés initialement pour des applications aéronautiques (Galland *et al.* (2004)). Le principe est d'annuler, par contrôle actif, la pression à l'arrière d'une couche poreuse pour obtenir, sur la face avant, une impédance normale dont la valeur ne dépend que de la résistivité et de l'épaisseur du matériau. La figure 1 décrit le principe de l'absorbant.

Une configuration académique mais néanmoins représentative de l'application finale a été retenue pour permettre la modélisation et la comparaison entre modèle et mesures. Il s'agit d'une plaque rectangulaire flexible couplée à une cavité rigide parallélépipédique. C'est une approche modale par sous-structures qui a été retenue pour modéliser le système. Bien qu'elle ne prenne en compte que de manière approchée le rayonnement vers l'extérieur (des méthodes de type BEM ou FEM seraient plus précises), elle seule est suffisamment rapide pour mettre en œuvre un processus d'optimisation des absorbants.

La démarche de notre étude est la suivante :

- Choix du banc d'essai, modélisation et calcul de l'impédance optimale
- Détermination d'une stratégie sous-optimale réalisable
- Conception et réalisation de l'absorbant actif
- Tests : mise œuvre sur le banc d'essai et mesure par intensimétrie de la puissance rayonnée dans les cas rigide et traité.

## 2 Description du système étudié et du banc d'essai

La figure 2 présente la géométrie du système étudié ainsi que le banc d'essai grâce auquel la solution de réduction présentée ici est validée expérimentalement. Il est composé des éléments suivants.

- La plaque en aluminium de dimensions  $L_x = 0,78m$  et  $L_y = 0,85m$ , d'épaisseur  $e = 2mm$ . Elle est insérée dans un baffle supposé infini et est fixée à la cavité par une condition d'appui simple sur tout son périmètre

- La cavité de dimensions  $L_x = 0,78m$ ,  $L_y = 0,85m$  et  $L_z = 0,60m$ . Elle est réalisée en médium haute densité et est supposée parfaitement réfléchissante à l'exception des zones où les absorbants sont insérés.
- Une source ponctuelle est située dans un coin de la cavité, sur le fond. Elle excite le système sur la bande [50Hz – 600Hz].
- La puissance rayonnée par la plaque est mesurée par intensimétrie, la sonde est placée à l'extrémité d'un bras qui balaie la surface couverte par la plaque, à une très faible distance de celle-ci.

### 3 Modélisation

#### 3.1 Une approche modale

L'objectif de ce modèle est de calculer la puissance acoustique rayonnée par la plaque en fonction de l'impédance des absorbants placés sur les parois de la cavité. Le système est constitué de trois sous-systèmes couplés : la cavité, la plaque et le fluide extérieur. Dans cette méthode analytique, les variables du système (pression dans la cavité, vitesse de la plaque) sont développées sur les bases des fonctions propres. Les premières études sur le système cavité/plaque reviennent à Lyon (1963) et Dowell *et al.* (1963). Le calcul ayant été précédemment détaillé (Dupont *et al.* (2005)), rappelons seulement qu'il aboutit à la formulation matricielle (1) où  $\mathbf{M}$  et  $\mathbf{K}$  sont des matrices de masse et de raideur qui traduisent notamment le couplage à l'interface cavité/plaque,  $\mathbf{C}$  est une matrice d'amortissement qui tient compte du couplage acoustique intermodal dû à la présence des absorbants. Enfin,  $\mathbf{F}$  et  $\mathbf{X}$  sont les vecteurs de forces et coordonnées généralisées.

$$\left(k^2\mathbf{M} - jk\mathbf{C} - \mathbf{K}\right)(\mathbf{X}) = (\mathbf{F}) \quad (1)$$

Connaissant le champ de vitesse sur la plaque, la puissance acoustique rayonnée peut être calculée en utilisant la matrice des impédances intermodales de rayonnement. Les différents termes de cette matrices représentent l'influence du rayonnement des modes de plaque les uns sur les autres. D'après Lesueur (1988), le couplage intermodal par rayonnement est négligeable dans le cas d'un fluide léger. Il avance également que seule la partie réelle doit être considérée. Maidanik (1962) a calculé la partie réelle des termes diagonaux de la matrice. Ce modèle permet de calculer rapidement la puissance rayonnée en fonction des absorbants insérés dans la cavité, c'est un outil important et nécessaire dans l'optique de l'optimisation de la solution de réduction du bruit transmis.

#### 3.2 Réponse du système couplé cavité/plaque

Dans cette partie, le système est en configuration rigide, aucun absorbant a été placé sur les parois. La figure 3 représente, en traits fins, la puissance rayonnée par la plaque en bandes fines, et en traits forts, les valeurs en tiers d'octave.

Le premier mode non-nul de cavité se situe environ à une fréquence de 200Hz. Jusqu'à cette fréquence, le système est contrôlé par la plaque. La pression acoustique près de la plaque est presque constante et deux résonances *de plaque* apparaissent nettement à 69Hz et 79Hz. Elles correspondent aux modes (1, 3) et (3, 1). Il est à noter que le premier mode (1, 1), situé à environ 33Hz, n'est pas représenté sur la figure 3. Les modes anti-symétriques de plaques n'apparaissent, quant à eux, quasiment pas. Ils sont, d'une part, peu excités, le couplage avec les modes de cavité étant plus faible. Leurs facteurs de rayonnement sont également nettement inférieurs.

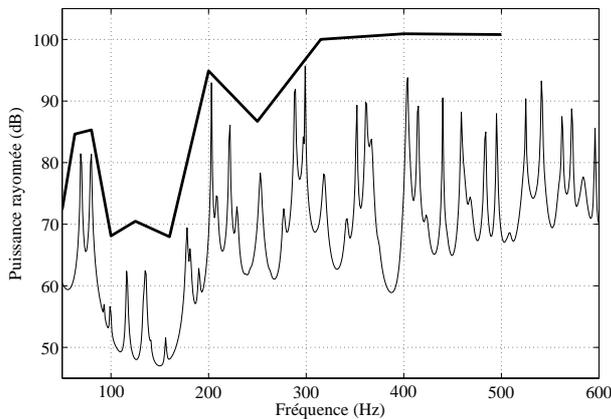
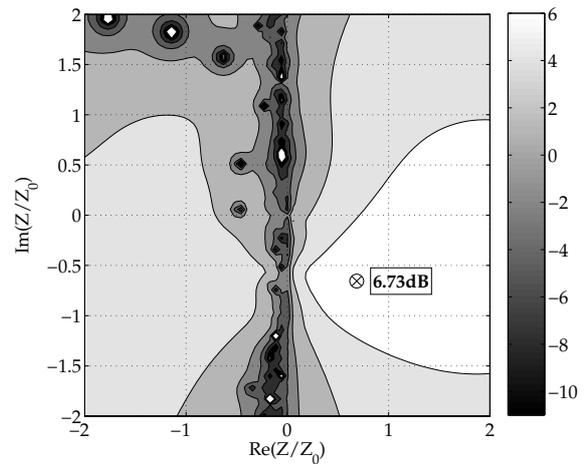


FIG. 3 – Puissance rayonnée - Cas rigide (Calcul)

FIG. 4 – Diagramme de sensibilité : *Insertion Loss* en fonction de l'impédance

Au-delà de 200Hz, le comportement du système est guidé par la cavité. On constate que tous les modes de cavité contribuent au rayonnement. À l'exception du mode de plaque (1,6) à 250Hz, les résonances *de cavité* sont à l'origine du bruit rayonné. Dans le cadre de la réduction du bruit transmis, cela signifie qu'il est difficile prétendre à des résultats intéressants sur la bande [50Hz – 200Hz] en ne mettant en place qu'une stratégie d'absorption dans la cavité. Sur [200Hz – 600Hz], en revanche, amortir les résonances de cavité doit permettre de réduire le bruit rayonné à l'extérieur.

#### 4 Détermination de l'impédance optimale

Pour obtenir une impédance normale homogène sur la surface de l'absorbant, la pression doit être constante sur la face arrière de la couche poreuse. Vu les longueurs d'onde à traiter, la section des absorbants a été fixée à  $0,15m \times 0,15m$ . De plus, les contraintes expérimentales nous ont poussé à opter pour une solution à trois cellules absorbantes. La configuration qu'il nous a semblé pertinent de mettre en œuvre comporte trois absorbants situés sur le fond de la cavité, dans tous les coins excepté celui où se trouve la source.

Dans un premier temps, pour chaque fréquence, l'impédance donnant la réduction maximale a été calculée. Elle est de partie réelle nulle. De plus la partie imaginaire varie beaucoup trop rapidement pour être réalisable. Il n'est possible d'obtenir que des impédances dont la valeur ne dépend quasiment pas de la fréquence.

Une autre stratégie est donc adoptée : considérer une impédance indépendante de la fréquence et déterminer celle qui offre le meilleur compromis sur la bande de fréquence de l'étude. La figure 4 représente la perte par insertion (*Insertion Loss*) : la réduction de niveau global de puissance rayonnée sur [50Hz – 600Hz] en fonction de l'impédance des absorbants.

La réduction maximale est obtenue pour une impédance de  $Z/Z_0 = 0,69 - 0,65i$ . On constate également que le profil du pic est très large, ce qui permet d'envisager une impédance de  $Z/Z_0 = 1$  sans pour autant dégrader les performances. On remarque enfin que la largeur du pic donne une importante tolérance dans la réalisation de l'impédance cible. Pour mise en œuvre expérimentale, la stratégie choisie est donc de maximiser l'absorption avec des absorbants "parfaits" d'impédance  $Z = Z_0$ .

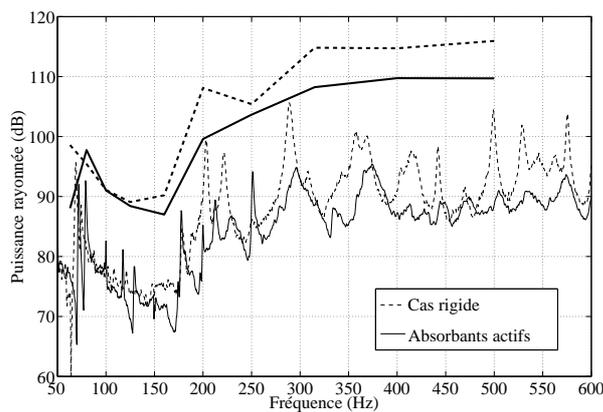


FIG. 5 – Puissance rayonnée (mesures)

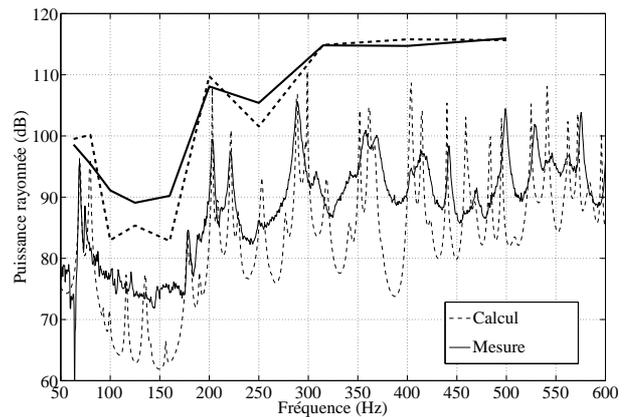


FIG. 6 – Comparaison calculs/mesures - Cas rigide

## 5 Mise en œuvre expérimentale

Le matériau poreux doit permettre de réaliser la condition  $Z/Z_0 = 1$ . Sellen (2003) décrit la procédure de sélection du matériau. Le choix s'est porté sur une toile métallique qui, en plus de présenter les bonnes caractéristiques, offre l'avantage de protéger le système de contrôle actif de l'environnement extérieur.

Le contrôle actif est réalisé grâce à un algorithme MIMO-FXLMS de type *feedforward*, présenté initialement par Nelson *et al.* (1991). Son architecture permet de prendre en compte les influences des cellules absorbantes les unes sur les autres. Il est implémenté dans une carte DSP dSPACE de type DS1103. À une fréquence d'échantillonnage de 1,6kHz, le contrôleur calcule des filtres FIR à 155 coefficients. Les chemins secondaires sont, quant à eux, modélisés par des filtres FIR à 64 coefficients.

La figure 5 montre les mesures de puissance rayonnée dans le cas rigide et en utilisant les trois cellules actives. À nouveau les niveaux en bandes fines sont en traits fins, ceux en tiers d'octave sont en traits forts.

Comme évoqué dans le paragraphe 3.2, le domaine fréquentiel peut être divisé en deux parties distinctes. En-dessous de 200Hz, les absorbants acoustiques n'agissant pas directement sur la plaque, ils ne permettent pas d'obtenir de réduction significative de la puissance rayonnée. En particulier, ils n'amortissent pas les pics correspondant aux modes de plaque (1,3) et (3,1) mesurés à 71Hz et 78Hz. De plus, ils génèrent quelques pics mineurs entre 80Hz et 150Hz. Au-delà de 200Hz, les performances sont intéressantes : tous les pics, correspondant par ailleurs à des modes de cavité, sont significativement amortis. Seul un pic situé à 250Hz augmente de 10dB, il correspond au mode de plaque (1,6). Au final le niveau global de puissance rayonnée est réduit de plus de 5,5dB grâce à l'utilisation des absorbants actifs.

La figure 6 compare, pour le cas rigide, les puissances rayonnées mesurée et calculée. On constate que les tendances sont les mêmes : le calcul prévoit correctement, le comportement du système, notamment les niveaux en tiers d'octave et les fréquences de pic. Les mêmes phénomènes se retrouvent entre le calcul et la mesure. Malgré tout, l'amortissement semble être sous-évalué dans le calcul où les pics sont nettement plus aigus.

## 6 Conclusions et perspectives

Dans une optique d'amélioration des performances basses fréquences des encoffrements de machines, un encoffrement académique constitué d'une plaque couplée à une cavité a été

étudié ici, avec pour objectif de réduire le bruit transmis par la plaque vers l'extérieur grâce à l'utilisation d'absorbants actifs.

Dans un premier temps, le système couplé a été modélisé grâce à une approche modale permettant de déterminer l'impédance optimale, celle qui permettait la meilleure réduction. Cette impédance n'étant pas réalisable, un compromis a dû être trouvé pour aboutir à une stratégie basée sur la maximisation de l'absorption dans la cavité avec des absorbants d'impédance  $Z = Z_0$ . Un contrôle actif multivoie a été mis en œuvre, il a permis d'obtenir expérimentalement une réduction de plus de 5,5dB alors que les absorbants ne couvrent que 2% de la surface de la cavité.

Pour améliorer les performances de cette solution de réduction, plusieurs pistes peuvent être envisagées. D'après les simulations, augmenter la surface absorbante en multipliant les cellules doit permettre de réduire considérablement la puissance transmise, notamment sur [200Hz – 600Hz]. Pour obtenir une meilleure réduction sur [50Hz – 200Hz], une perspective peut être de réaliser un véritable contrôle d'impédance permettant d'approcher l'impédance optimale sur ce domaine.

## Références

- Becot F.-X., Sgard F. 2005 Advanced heterogeneous materials for noise and vibration control. *1st Symposium on the Acoustics of Poro-Elastic Materials* E.N.T.P.E. Vaulx-en-Velin, France, Décembre 2005.
- Dowell E. H., Voss H. M. 1963 The effect of a cavity on panel vibration. *AIAA Journal* **1** 476-477
- Dupont J.-B., Galland M.-A. 2005 Hybrid absorption to reduce the noise transmitted by a plate coupled to a cavity : Determination of the optimal impedance. *1st Symposium on the Acoustics of Poro-Elastic Materials* E.N.T.P.E. Vaulx-en-Velin, France, Décembre 2005.
- Galland M.-A., Mazeaud B., Sellen N. 2004 Hybrid passive/active absorbers for flow ducts. *Applied acoustics* **66** 691-708
- Lai J. C. S., Speakman C., Williamson H. M. 1998 Control of shear cutting noise - effectiveness of enclosures. *Applied Acoustics* **58** 69-84
- Lesueur C. 1988 Rayonnement acoustique des structures. *Editions Eyrolles*
- Lyon R. H. 1963 Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall. *J. Acoust. Soc. Am.* **35** 1791-1797
- Maidanik G. 1962 Response of ribbed panel to reverberant acoustic field. *J. Acoust. Soc. Am.* **34** 809-826
- Nelson P. A., Elliott S. J. 1991 Active Control of Sound. *Academic Press* pp. 379-410
- Sellen N. 2003 Modification de l'impédance de surface d'un matériau par contrôle actif : Application à la caractérisation et à l'optimisation d'un absorbant acoustique. *PhD Thesis* École Centrale de Lyon, 2003