



HAL
open science

Analyse de l'Effet du Contrôle Vibratoire Actif sur le Rayonnement des Haut-Parleurs à Panneau Plat

Mathieu Carré, François Ollivier, Serge Puvilland, Baptiste Chomette, Adrien Mamou-Mani

► **To cite this version:**

Mathieu Carré, François Ollivier, Serge Puvilland, Baptiste Chomette, Adrien Mamou-Mani. Analyse de l'Effet du Contrôle Vibratoire Actif sur le Rayonnement des Haut-Parleurs à Panneau Plat. 16ème Congrès Français d'Acoustique, CFA2022, Société Française d'Acoustique; Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, Apr 2022, Marseille, France. hal-03848490

HAL Id: hal-03848490

<https://hal.science/hal-03848490>

Submitted on 18 Nov 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



16^{ème} Congrès Français d'Acoustique
11-15 Avril 2022, Marseille

Analyse de l'Effet du Contrôle Vibratoire Actif sur le Rayonnement des Haut-Parleurs à Panneau Plat

M. Carré ^{a,b}, F. Ollivier ^b, S. Puvilland ^a, B. Chomette ^c, A. Mamou-mani ^a,

^a HyVibe, 4 Quai des Célestins, 75004 Paris, France

^b Sorbonne Université, CNRS, Institut Jean Le Rond d'Alembert, Paris F-75005, France

^c Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR CNRS 5513, École Centrale de Lyon, 69134 Écully, France



Afin de palier aux problèmes d'encombrement et de poids des haut-parleurs conventionnels, de nombreux travaux s'intéressent aujourd'hui au rayonnement de structures vibrantes munis d'actionneurs inertiels pour diffuser du son. Les Haut-Parleurs à Panneau Plat (Flat-Panel Speaker) en particulier consistent en une plaque équipée d'un actionneur électro-dynamique afin de rayonner du son par l'intermédiaire d'ondes de flexion. Cependant, les résonances vibratoires de la plaque ont un effet négatif sur la qualité perçue du rayonnement, notamment aux basses fréquences et pour des structures faiblement amorties. Par ailleurs, le contrôle vibratoire actif permet d'amortir efficacement ces résonances vibratoires. L'objectif des travaux présentés est d'étudier l'efficacité du contrôle vibratoire actif pour optimiser le rayonnement des Haut-Parleur à Panneau Plat dans la bande de fréquence de 80Hz à 1000Hz. Dans ce but, nous avons construit un prototype constitué d'une plaque d'aluminium rectangulaire, de dimension 28.5cm x 43cm x 1.5mm, encastrée et excitée par un actionneur. Des expériences en chambre anéchoïque ont été menées pour en mesurer le rayonnement dans plusieurs configurations de contrôle vibratoire actif et pour deux positions de l'actionneur. La première favorise l'excitation des modes symétriques (cas 1), la seconde permet l'excitation de tous les modes (cas 2). Ces mesures montrent que dans le cas 1, le contrôle actif améliore la réponse acoustique, résultant en un rayonnement plus homogène selon les fréquences. En revanche dans le cas 2, on ne peut pas conclure que le contrôle améliore le rayonnement. Ces résultats sont corroborés par un modèle numérique du système faisant appel à la méthode des éléments de frontière.

1 Introduction

Un système de diffusion acoustique idéal doit émettre le signal sonore sans altérer le contenu original. Ceci se traduit par une fonction de transfert constante entre la tension en entrée du transducteur électro-acoustique et la pression acoustique à l'oreille de l'auditeur et ceci indépendamment de sa position. Les Haut-Parleurs à Panneau Plat (HPPs), ou Flat-Panel Speakers [1, 2], sont des transducteurs électro-acoustiques qui utilisent la vibration de flexion des structures pour rayonner un champ sonore, convertissant ainsi en membrane une surface existante. Les HPPs ont l'avantage d'être moins encombrants et moins lourds que les haut-parleurs et ils peuvent de ce fait s'intégrer facilement dans un environnement éventuellement réduit. Cependant ils présentent l'inconvénient d'avoir des réponses en fréquences moins plates que les haut-parleurs, en particulier dans les basses fréquences où la densité modale des plaques est plus faible.

Par ailleurs le contrôle de vibration des structures [3, 4] peut être utilisé dans un objectif de diffusion acoustique [5]. Pour cela les stratégies de régulation utilisées peuvent être de type feedback et/ou feedforward (égalisation). Nous avons choisi une stratégie de type feedback qui permet d'adapter le contrôle à une structure dont les caractéristiques mécaniques varient faiblement au cours du temps. Parmi les stratégies de feedback, les approches de contrôle sans modèle ont l'avantage d'une implémentation simple. C'est pourquoi nous avons choisi une loi de commande basée sur la rétroaction directe par retour de vitesse. Cette stratégie permet d'obtenir un système bouclé avec des amortissements structuraux plus important et ainsi de réduire les fluctuations dans la réponse en fréquence du HPP. Le contrôle vibratoire actif par rétroaction directe par retour de vitesse permet d'atténuer le rayonnement des modes et ainsi de réduire la variance de la pression acoustique [6] en fonction de la fréquence. Notre étude met à profit cette méthode en considérant la position de l'actionneur pour obtenir une directivité plus isotrope du Haut-Parleurs à Panneau Plat.

Dans un premier temps on construit le modèle vibroacoustique d'une plaque rectangulaire excitée par un actionneur électro-dynamique pour prédire le rayonnement du HPP pour deux positions de l'actionneur. La simulation repose sur l'analyse modale d'un prototype pour obtenir les paramètres modaux nécessaires au calcul de la mobilité de la plaque. Dans la seconde partie, le rayonnement issu de ce modèle est comparé à des mesures acoustiques effectuées en chambre anéchoïque. Notre étude se concentre sur la partie basse du spectre audible entre 80Hz et 1000Hz. Les résultats obtenus montrent qu'il est possible de contrôler le rayonnement d'un HPP pour obtenir un rayonnement plus homogène conjointement dans ses dimensions fréquentielles et spatiales. Ils permettent par ailleurs de valider le modèle numérique vibroacoustique.

2 Simulation du système vibroacoustique

Dans la perspective d'adaptations ultérieures, le système vibroacoustique à l'étude est modélisé numériquement. Ce modèle doit permettre notamment de prédire les effets sur le rayonnement du déplacement de l'actionneur, de la modification des caractéristiques du panneau ou encore de ses conditions d'appui. La seconde partie de l'article présente des résultats expérimentaux qui permettent de valider le rayonnement simulé ainsi obtenu. La figure 1 décrit les différentes étapes de la modélisation du rayonnement du Haut-Parleur à Panneau Plat (HPP). Chaque bloc est décrit dans les parties suivantes.

2.1 Actionneur électro-dynamique

LA fonction de transfert d'actionneur présenté sur la figure 2 fait le lien entre une tension d'entrée et une force ponctuelle F d'excitation de la plaque. Il est défini par [5] équation B.6 :

$$\frac{F}{u} = \frac{j\omega M_a B l}{Z_a + (R_a + \frac{K_a}{j\omega}) j\omega M_a Y} \frac{1}{Z_{in}} \quad (1)$$

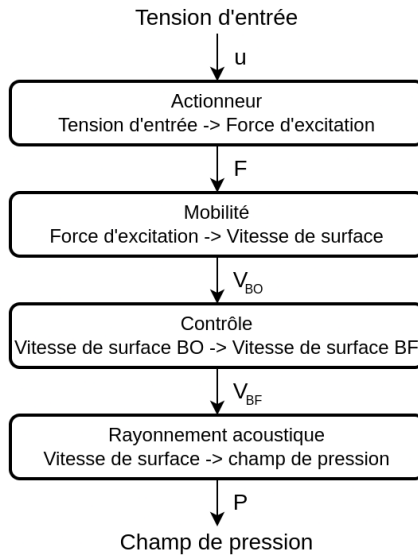


FIGURE 1 – Schéma bloc de simulation

Avec l'impédance électrique bloquée :

$$Z_e = R_e + j\omega L_e \quad (2)$$

Et l'impédance mécanique :

$$Z_a = j\omega M_a + R_a + \frac{K_a}{j\omega} \quad (3)$$

Où M_a , R_a , K_a sont les paramètres mécaniques (respectivement la masse, l'amortissement et la raideur), Bl est le facteur de force et Y la mobilité mécanique de la structure à la position de l'actionneur, détaillée au paragraphe suivant. L'impédance électrique d'entrée de l'actionneur Z_{in} s'exprime avec u la tension aux bornes du transducteur et i le courant traversant la bobine [7] :

$$Z_{in} = \frac{u}{i} = R_e + j\omega L_e + \frac{(Bl)^2}{j\omega M_a + R_a + \frac{K_a}{j\omega} - \frac{(j\omega M_a)^2 Y}{1 + j\omega M_a Y}} \quad (4)$$

R_e et L_e sont les paramètres électriques de l'actionneur (respectivement la résistance et l'inductance). Les paramètres de l'actionneur utilisés dans la simulation sont donnés dans le tableau 1. Ils correspondent aux paramètres de l'actionneur utilisés avec le prototype expérimental.

TABLEAU 1 – Paramètres de l'actionneur.

Paramètres	Valeurs
M_a (Kg)	0.156
K_a (N/m)	7707
R_a (N/s)	0.628
Bl (N/A)	5.2
R_e (Ω)	3.8
L_e (H)	0.31e-3

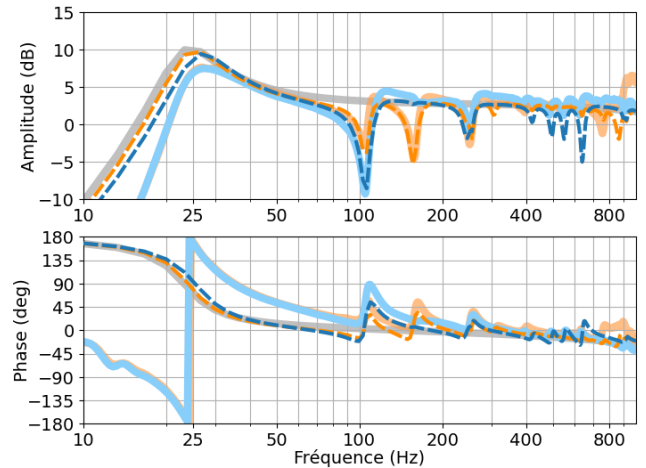


FIGURE 2 – Fonctions de transfert de l'actionneur $\frac{F}{u}$: sur un marbre (gris), actionneur au centre de la plaque (bleu) et excentré (orange), mesurés (–) et simulés (–)

2.2 Modèle mécanique de la plaque : Mobilité

La mobilité fait le lien entre une force ponctuelle F appliquée sur la structure par l'actionneur et le champ de vitesse à la surface de la plaque V_{BO} . La mobilité est définie comme la somme de la contribution des modes sous l'effet d'une force ponctuelle appliquée à la position (x_a, y_a) de l'actionneur [3] (2.22) :

$$Y(x, y) = \frac{V_{BO}}{F} = j\omega \sum_{n=1}^N \frac{\psi_n(x_a, y_a) \psi_n(x, y)}{\mu_n(\omega_n^2 + 2j\xi_n \omega_n \omega - \omega^2)} \quad (5)$$

où N est le nombre de modes de flexion de la structure dans la bande de fréquence d'intérêt (BFI), soit de 80Hz à 1000Hz. Les paramètres modaux ψ_n , ω_n , ξ_n et μ_n (respectivement, la déformée, la pulsation, l'amortissement et la masse) sont déterminés par l'analyse modale du prototype expérimental décrit section 3.

Deux placements de l'actionneur ont été choisis. Le premier est au centre de la plaque $(x, y) = (0\text{cm}, 0\text{cm})$ pour exciter seulement le 1er mode radiatif, somme des modes structuraux doublement symétriques. Le second placement, excentré en $(x, y) = (-2.5\text{cm}, -10.8\text{cm})$, a été choisi pour exciter tous les modes dans la bande de fréquence considérée. Elle maximise, pour tous les modes, le coefficient de couplage électro-mécanique défini dans l'équation 6. Celui-ci est au minimum de 0.1 pour tous les modes normalisés.

$$k_n = |\psi_n(x_a, y_a)| \quad (6)$$

2.3 Modèle du contrôle

Le contrôle vibratoire actif utilise un actionneur électrodynamique et un accéléromètre colocalisés afin d'obtenir un système bouclé avec des amortissements modaux plus importants qu'en boucle ouverte. La vitesse est obtenue

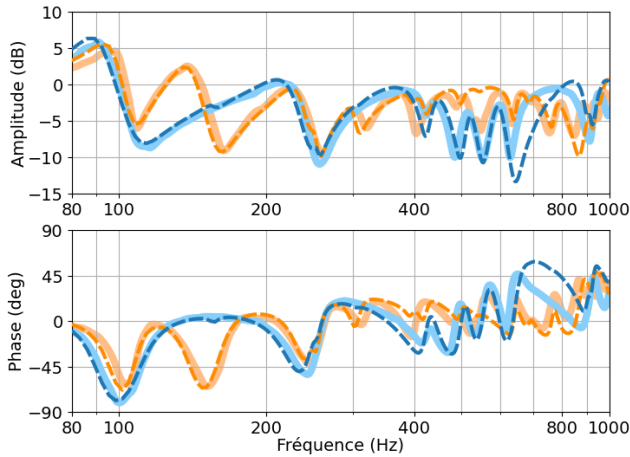


FIGURE 3 – Loi de contrôle $\frac{V_{BF}}{V_{BO}}$: actionneur centré (bleu) et excentré (orange), mesurées (–) et simulées (–)

par intégration du signal de l'accéléromètre pour réaliser une stratégie de contrôle basée sur la rétroaction directe par retour de vitesse. Le contrôle actif colocalisé est inconditionnellement stable lorsque l'actionneur (idéal) et le capteur (idéal) sont duaux [3]. La fonction de transfert du contrôle, visible figure 3, avec un gain de contrôle K et un filtre de compensation $C(\omega)$ est définie par :

$$\frac{V_{BF}(\omega, x, y)}{V_{BO}(\omega, x, y)} = \frac{1}{1 + K C(\omega) V_{BO}(\omega, x_a, y_a) e^{j\omega\tau_d}} \quad (7)$$

V_{BO} est la vitesse de la plaque en boucle ouverte, V_{BF} la vitesse de la plaque en boucle fermée, τ_d le temps de latence dans la boucle de retour. Le contrôle est effectué par un processeur à faible latence avec une taille de buffer d'1 échantillon [10]. Pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz, τ_d est égal à 23 μ S.

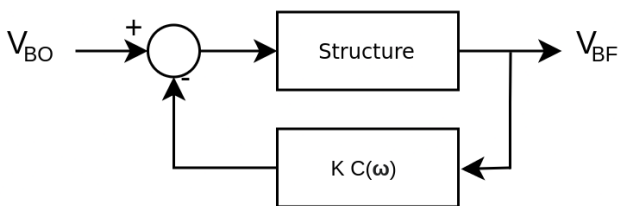


FIGURE 4 – Diagramme du contrôle vibratoire actif

2.4 Simulation numérique du rayonnement

Le champ de pression rayonné en champ libre par le système ainsi modélisé a été calculé dans toute la BIF pour reproduire la configuration expérimentale décrite figure 10. Le champ de pression a été calculé par la méthode des éléments finis de frontière avec la bibliothèque open-source **bempp** [8]. La plaque est discrétisée en éléments triangulaires de 2cm de côté.

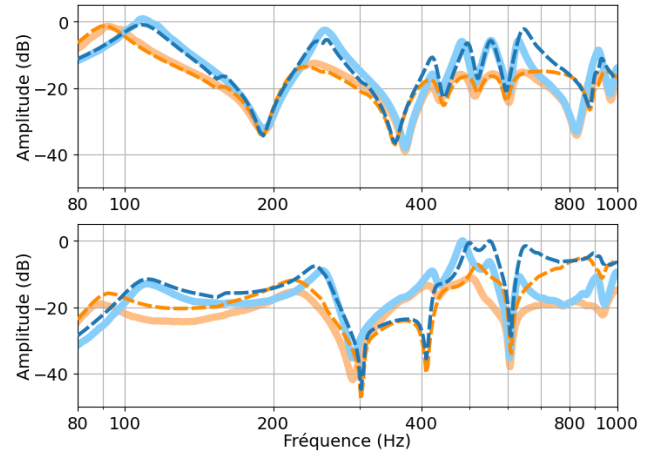


FIGURE 5 – Actionneur centré : mesure vibratoire colocalisée mobilité + actionneur + capteur (haut), rayonnement dans l'axe (bas), simulation (–), mesure (–), sans contrôle (bleu) et avec contrôle (orange)

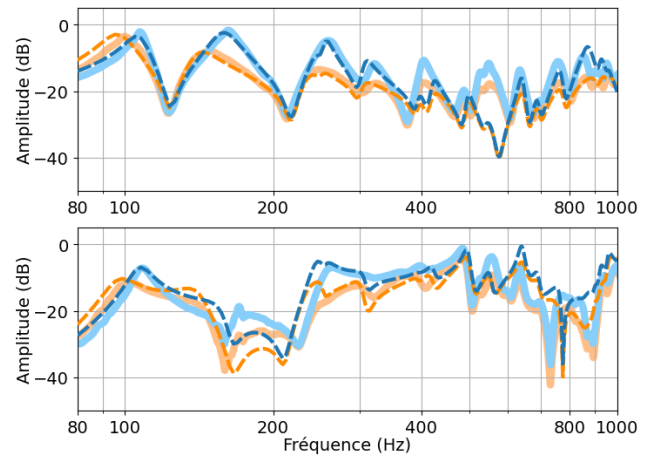


FIGURE 6 – Actionneur excentré : mesure vibratoire colocalisée mobilité + actionneur + capteur (haut), rayonnement dans l'axe (bas), simulation (–), mesure (–), sans contrôle (bleu) et avec contrôle (orange)

3 Modèle expérimental

Le prototype mis en oeuvre reproduit le modèle théorique précédent. Il consiste en une plaque d'aluminium rectangulaire de dimension 28.5cm x 43cm x 1.5mm. Les quatre cotés sont enserrés dans un bâti pour approcher des conditions d'encastrement. Ce montage est choisi pour simuler un objet d'exposition de type poster. Les paramètres modaux nécessaires à la simulation sont identifiés par analyse modale. Un actionneur Dayton DAEX30HESF est utilisé pour exciter la plaque. Un accéléromètre PCB Piezotronics 352A2 est utilisé pour la partie contrôle pilotée par le processeur faible latence HyVibe Pro [10].

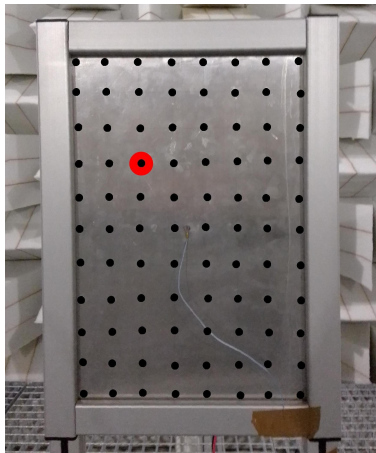


FIGURE 7 – Emplacements des mesures (noir) et de la position de l'actionneur (rouge) pour l'analyse modale

3.1 Analyse modale

L'analyse modale de la plaque a été réalisée sur 88 mesures réparties sur une grille de 11 lignes x 8 colonnes comme sur la figure 7. Pour chaque point du maillage, la plaque est excitée par l'actionneur placé en $(x, y) = (6\text{cm}, 9.5\text{cm})$ (qui ne correspond pas aux positions de l'actionneur définies section 2.2) et la réponse est mesurée avec un second accéléromètre PCB Piezotronics 352A21. Les mobilités obtenues sont traitées par l'algorithme d'identification modale Least-Squares Complex Frequency-domain (LSCF) [9]. Cette analyse permet d'obtenir les paramètres modaux de la plaque présentés tableau 2 et figure 8 : Fréquence, amortissement, masse et déformée.

La figure 8 présentant les déformées modales indique également les deux positions de l'actionneur utilisées dans l'expérience. Comme attendu, la position de l'actionneur au centre est proche des noeuds des modes avec des déformées antisymétrique. Les déformées identifiées sont réelles et la matrice de MAC (Modal Assurance Criterion) sur la figure 9 permet de vérifier que les déformées constituent une base orthogonale.

3.2 Mesures du rayonnement acoustique

Les mesures de la directivité azimuthale du prototype ont été effectuées dans la chambre anéchoïque de Sorbonne Université, campus Pierre et Marie Curie. La pression acoustique est mesurée en 19 points à 1m du centre de la plaque avec un microphone RION UC 52 associé à un préampli NH-22 et à un conditionneur PCB 480C02. La chambre anéchoïque a des dimensions intérieures de 9.65m x 7.25m x 5.77m, et comprend des parois absorbantes avec des propriétés anéchoïques de 80 Hz jusqu'à 10000 Hz à 1m des murs. Les mesures ont été répétées pour les différentes configurations du contrôle et du placement de l'actionneur pour être comparées à la simulation. Les gains de contrôle et les filtres de compensation du contrôleur ont été configurés pour obtenir une réponse acoustique dans

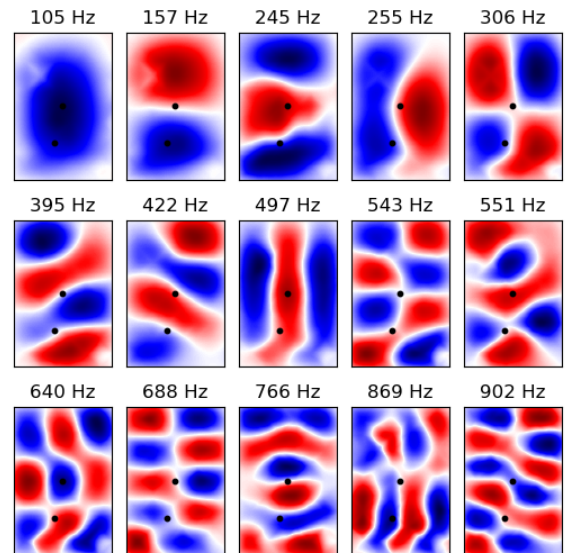


FIGURE 8 – Déformées ψ_n avec les positions de l'actionneur

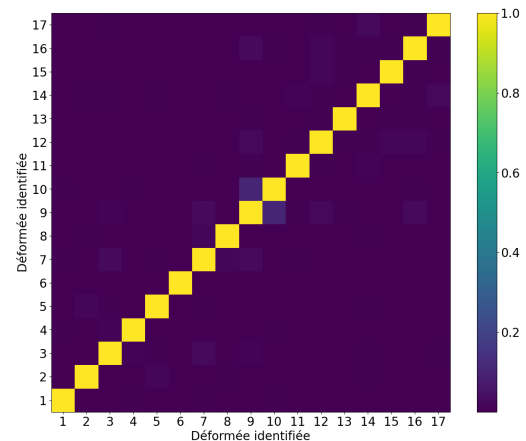


FIGURE 9 – Matrice de MAC des déformées identifiées

l'axe dont la variance est minimum pour les deux positions de l'actionneur. Les niveaux acoustiques sont normalisés par rapport au maximum de chaque mesures.

4 Résultats

Pour chaque éléments du système on compare les résultats obtenus par le modèle numérique avec ceux obtenus expérimentalement, de l'actionneur au rayonnement acoustique.

4.1 Réponse de l'actionneur

La figure 2 présente la réponse en fréquence de l'actionneur $\frac{E}{u}$ pour les deux placements choisies. La courbe grise donne la fonction de transfert de l'actionneur fixé sur un marbre rigide doté d'une mobilité nulle. Elle permet de mettre en évidence l'effet du couplage

TABLEAU 2 – Paramètres modaux identifiés de la plaque.

	Fréquence (Hz)	Amortissement (%)	Masse (Kg)
1	105	2.5	19.5
2	157	2.6	17.6
3	245	3.0	14.4
4	255	1.4	18.1
5	306	2.2	14.2
6	395	1.8	13.4
7	422	2.0	6.3
8	497	1.6	24.4
9	543	2.1	15.5
10	551	1.7	11.5
11	640	1.3	10.6
12	688	1.6	18.2
13	766	1.5	13.8
14	869	1.8	12.1
15	902	1.3	10.5
16	924	1.3	44.3
17	957	1.1	15.2

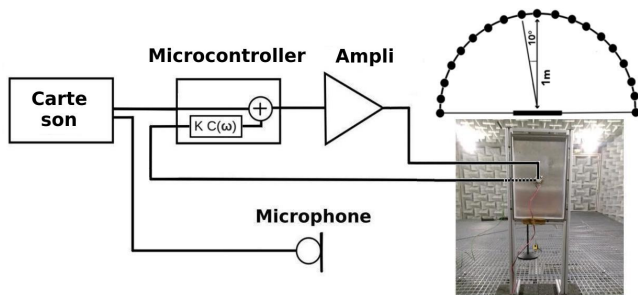


FIGURE 10 – Diagramme fonctionnel mesures acoustiques

actionneur/plaque qui se matérialise par les creux dans les autres courbes, en particulier à la fréquence du 1er mode de plaque à 105Hz. Ainsi, le couplage actionneur/plaque diminue la force appliquée aux fréquences proches des résonances de la plaque. Un placement de l'actionneur qui favorise l'excitation d'un mode induit un plus fort couplage actionneur/plaque. Comme c'est le cas pour le mode 1 avec l'actionneur au centre.

L'actionneur présente une réponse passe-haut avec une fréquence de coupure proche de son mode fondamental situé à 23 Hz, très inférieure au premier mode du HPP. Ceci assure une excitation d'égale amplitude pour tous les modes du HPP. La différence d'amplitude entre la simulation et la mesure observée en dessous de la fréquence propre de l'actionneur n'a pas d'incidence sur le comportement du système dans la BIF.

4.2 Loi de contrôle vibratoire

La figure 3 présente la réponse en fréquence du contrôle vibratoire pour les deux placements de l'actionneur. Les courbes mesurées et simulées sont très proches. Le contrôle permet bien d'augmenter l'amortissement de tous les modes dans la bande de fréquence considérée. En regardant

l'effet du contrôle sur les fonctions de transfert vibratoires colocalisées (mobilité + actionneur + capteur) en haut des figures 5 et 6, on peut voir que le contrôle est localisé autour des fréquences modales de la structure comme attendu. Le premier mode de plaque, proche de 100Hz, est légèrement décalé en basse fréquence.

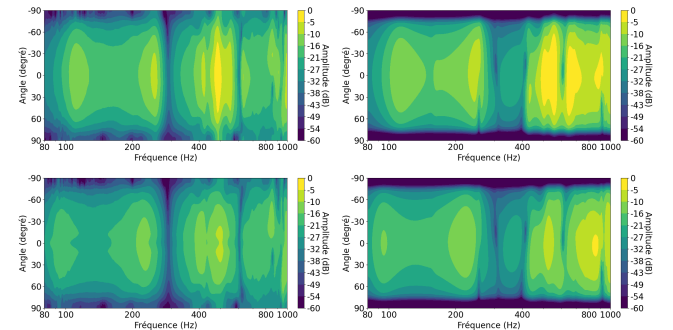


FIGURE 11 – Rayonnement avec l'actionneur centrée : mesures interpolées (gauches) et simulations (droite), sans contrôle (haut) et avec contrôle (bas)

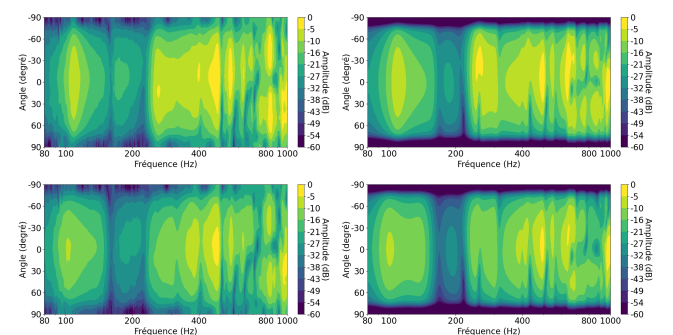


FIGURE 12 – Rayonnement avec l'actionneur excentrée : mesures interpolées (gauches) et simulations (droite), sans contrôle (haut) et avec contrôle (bas)

4.3 Réponse acoustique et directivité

Les figures 11 et 12 présentent les réponses simulées et mesurées du Haut-Parleurs à Panneau Plat $\frac{P}{u}$ en fonction de la fréquence et de l'azimuth dans le plan sagittal. Comme le contrôle vibratoire actif ne peut pas agir indépendamment pour chaque angle, un rayonnement homogène selon les angles est favorable à l'utilisation du contrôle. Pour quantifier la qualité du rayonnement, on définit le critère de "flatness" suivant l'équation 8 suivante :

$$Flatness = \mathbf{E}_\theta [\sigma_\omega(P_{dB}(\vec{r}, \omega))] \quad (8)$$

Ce critère de qualité estime la moyenne des écarts types des fonctions de transfert $\frac{P}{u}$ calculées sur une échelle fréquentielle logarithmique pour une bande passante de 100Hz (à -6dB du maximum du 1er mode) à 1000Hz. Le modèle n'étant pas bafflé on observe un comportement dipolaire avec un rayonnement qui s'annule dans le plan du HPP. C'est pourquoi on limite le calcul de la "flatness" au

secteur angulaire compris entre les azimuts -60° et 60° .

Pour les mesures avec l'actionneur centré, l'utilisation du contrôle diminue le critère de 5.5 à 4.5. Pour l'actionneur excentré, le critère augmente de 5.8 à 5.9 avec le contrôle. Une diminution du critère signifie une amélioration du rayonnement et se caractérise sur la figure 11 par un élargissement des contours de même valeur. Pour la simulation, le critère diminue de 7.5 à 6.9 avec le contrôle pour l'actionneur au centre, et augmente de 7.7 à 8.4 pour l'actionneur excentré. Les valeurs du critère entre les mesures et les simulations sont sensiblement différentes en valeur absolue. En revanche, elles reflètent fidèlement les tendances liées à l'utilisation du contrôle.

5 Conclusion

Dans cet article, le rayonnement en champ libre d'un Haut-Parleurs à Panneau Plat non-bafflé a été modélisé et mesuré pour d'étudier l'intérêt du contrôle vibratoire actif pour améliorer la "flatness" de la réponse en fréquence d'un Haut-Parleur à Panneau Plat. Deux placements de l'actionneur ont été testés. L'un au centre de la plaque pour exciter seulement les modes ayant une déformée doublement symétrique, et l'autre excentré pour exciter tous les modes dans la bande de fréquence considérée, entre 80 et 1000Hz. Le critère de "flatness" appliqué aux mesures diminue de 5.5 à 4.5 avec l'ajout du contrôle pour l'actionneur au centre de la plaque, alors qu'il augmente de 5.8 à 5.9 pour l'actionneur excentrée. Le placement de l'actionneur au centre est le meilleur des deux candidats, et le contrôle vibratoire actif permet d'obtenir un rayonnement plus homogène lorsque l'actionneur est au centre. Un modèle numérique du rayonnement a aussi été développé qui reproduit fidèlement les effets du contrôle sur le rayonnement. Moyennant une calibration pour restituer correctement les niveaux acoustiques absolus, il pourra être exploité pour étudier des configurations alternatives.

Remerciements

Ce travail a été mené dans le cadre d'une thèse CIFRE à l'entreprise HyVibe (www.hyvibe.audio) en collaboration avec l'Institut Jean Le Rond d'Alembert, Sorbonne Université, campus Pierre et Marie Curie à Paris. L'auteur remercie l'Association Nationale de la Recherche et de la Technologie (ANRT) pour son aide financière.

Références

- [1] B. Zenker, S. Rawoof, S. Merchel and E. Altinsoy, Low Deviation and High Sensitivity - Optimized Exciter Positioning for Flat Panel Loudspeakers by Considering Averaged Sound Pressure Equalization, *Audio Engineering Society* **147**, 10246 (2019).
- [2] B. Zenker and R. Schurmann and S. Merchel, and E. Altinsoy, Improved Sound Radiation of Flat Panel Loudspeakers Using the Local Air Spring Effect, *Applied Sciences* **10**, 8926 (2020).
- [3] A. Preumont, *Vibration control of active structures : an introduction*, Springer (2018).
- [4] B. Chomette, A. Mamou-Mani, Modal control based on direct modal parameters estimation, *Journal of Vibration and Control* **24**, 2389–2399 (2018).
- [5] M. Michau, Méthode des impédances mécaniques virtuelles optimales pour le contrôle actif vibroacoustique d'un panneau aéronautique, Ecole Centrale Marseille; Université de Sherbrooke (Québec, Canada), (2014).
- [6] J. Ho and A. P. Berkhoff, Flat acoustic sources with frequency response correction based on feedback and feed-forward distributed control, *The Journal of the Acoustical Society of America* **137**, 2080–2088, (2015).
- [7] R. Boulandet and M. Michau, P. Mischeau, et A. Berry, Aircraft panel with sensorless active sound power reduction capabilities through virtual mechanical impedances, *Journal of Sound and Vibration* **361**, 2–19, (2016).
- [8] T. Betcke and M. W. Scroggs, Bempp-cl : A fast Python based just-in-time compiling boundary element library, *Journal of Open Source Software* **6**, 2879 (2021).
- [9] P. Guillaume and P. Verboven, S. Vanlanduit, H. Van Der Auweraer and B. Peeters, Bart, A poly-reference implementation of the least-squares complex frequency-domain estimator, *Proceedings of IMAC* **21**, 183–192 (2003).
- [10] A. Mamou-Mani, F. Ménage, S. Puvilland, G. Pennisi, M. Carré, F. Beaulier, Active Vibration Control Applied to Flat Panel Loudspeakers Using the HyVibe Pro, *SIA Automotive NVH Comfort conference* (2021).