

## CFA/VISHNO 2016

**Utilisation d'un excitateur inertiel électrodynamique en mode capteur/actionneur et ses applications en vibro-acoustique**

R. Boulandet<sup>a</sup>, M. Michau<sup>b</sup>, P. Herzog<sup>c</sup>, P. Micheau<sup>b</sup> et A. Berry<sup>d</sup>

<sup>a</sup>Ecole Polytechnique Fédérale Lausanne, EPFL-STI-IEL-LTS2 - Station 11, CH-1015  
Lausanne, Suisse

<sup>b</sup>Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke, 2500 boul. de l'Université,  
Sherbrooke, Canada J1K 2R1

<sup>c</sup>LMA - CNRS, 4 impasse Nikola Tesla CS 40006, 13453 Marseille Cedex 13, France

<sup>d</sup>Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke, 2500 boul. de l'Université,  
Sherbrooke, QC, Canada J1K 2R1  
romain.boulandet@epfl.ch



LE MANS

L'analyse des principaux modes vibratoires d'une structure mince, et notamment de ses caractéristiques de mobilité, permettent de prédire son comportement dynamique lorsqu'elle est soumise à une excitation mécanique ou acoustique, et de définir un contrôle vibroacoustique adapté pour réduire le bruit rayonné ou transmis. Que ce soit pour évaluer la mobilité d'entrée d'une structure ou la contrôler par des moyens actifs, le défi est de disposer d'unités de contrôle compactes et légères, où l'effort appliqué et la réponse vibratoire détectée sont parfaitement co-localisés et alignés. Cette communication a pour objectif de décrire un concept d'excitateur inertiel électrodynamique capable de fonctionner en mode capteur/actuateur simultanément. En représentant l'actuateur sous forme de circuit équivalent, on montre que les caractéristiques dynamiques de la structure peuvent être détectées à partir des variations de l'impédance électrique de l'actuateur fixé sur celle-ci. Cette approche nécessite toutefois de connaître avec une certaine précision les paramètres électromécaniques du transducteur. La preuve de concept est établie expérimentalement sur une plaque mince simplement supportée avec un excitateur inertiel disponible dans le commerce. Deux applications du concept sont présentées : 1) la mesure de mobilité d'entrée d'une structure mécanique sans capteur de vibration ni cellule de force, et 2) le contrôle actif vibroacoustique d'un panneau d'habillage aéronautique en matériaux composite par approche d'impédances mécaniques virtuelles.

## 1 Introduction

L'excitateur inertiel électrodynamique est un actuateur communément utilisé pour la réalisation de haut-parleurs à mode distribué ou DML (Distributed Mode Loudspeaker) pour obtenir la mise en vibration aléatoire d'un panneau radiant. Le processus de couplage est similaire à celui d'un haut-parleur conventionnel et repose sur les interactions entre un courant et un champ magnétique. La bobine est mobile et l'aimant immobile dans le cas du haut-parleur, alors que c'est l'inverse pour l'excitateur inertiel, mais ces deux actuateurs peuvent être étudiés comme des systèmes à paramètres localisés [1].

Associé à un capteur de vibration, l'excitateur inertiel forme une unité de contrôle permettant d'appliquer diverses stratégies de contrôle actif [2]. Lorsque les variables utilisées pour observer et agir sur le comportement dynamique d'une structure sont duales (ex. force et vitesse), une colocation idéale du capteur et de l'actuateur assure, en théorie, une stabilité inconditionnelle lors d'un retour en vitesse (velocity feedback) [3]. Un arrangement adéquat d'unités de contrôles duales et co-localisées permet alors de contrôler le flux de puissance retiré de la structure à laquelle elles sont couplées. Ceci permet, par exemple, de minimiser l'énergie cinétique d'une structure vibrante faiblement amortie par dissipation active [4]. Un gain proportionnel réel positif est généralement appliqué pour réaliser un retour en vitesse permettant d'amortir les vibrations, mais une commande plus complexe peut aussi être expérimentée pour ajouter *virtuellement* une masse ou une raideur locale à la structure [5]. Si on considère un problème de contrôle actif harmonique, en revanche, le problème se reformule comme l'ajout d'une impédance mécanique virtuelle optimale, sans égard à un concept de masse ou raideur ajoutée [6]. Pour cela, il faut disposer de deux variables duales et co-localisées, ce qui n'est pas si évident à obtenir avec un actuateur électrodynamique [7].

Cette communication présente un concept d'actuateur électrodynamique capable de fonctionner en mode capteur simultanément du fait du couplage anti-réciproque de ce type de transducteur. Un modèle analytique est d'abord présenté dans la section 2, en mettant en évidence la capacité de l'excitateur inertiel à détecter la réponse vibratoire d'une structure au point d'excitation. Son utilisation comme unité de contrôle autonome (sans capteur) pour appliquer localement des impédances mécaniques virtuelles est ensuite détaillée. Une preuve expérimentale de concept effectuée

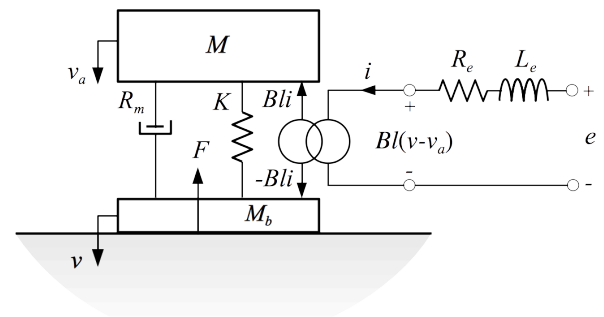


FIGURE 1 – Représentation schématique d'un excitateur inertiel électrodynamique.

sur une plaque simplement supportée est proposée dans la section 3, suivie d'un exemple d'application en contrôle actif harmonique sur un panneau d'habillage aéronautique. Les points forts du concept et les limites de sa plage de fonctionnement sont discutés dans la section 4.

## 2 Théorie

### 2.1 L'excitateur inertiel électrodynamique

Lorsque ses dimensions sont petites devant la longueur d'onde, l'excitateur inertiel décrit figure 1 peut être étudié comme un système à paramètres localisés [1]. Dans l'hypothèse d'un comportement linéaire et d'une excitation harmonique  $\exp(j\omega t)$ , les équations dynamiques s'écrivent

$$\begin{cases} j\omega M v_a = Z_{ms}(\omega)(v - v_a) - Bli \\ j\omega M_b v = -Z_{ms}(\omega)(v - v_a) + Bli - F \\ e = Z_e(\omega)i + Bl(v - v_a) \end{cases} \quad (1)$$

où  $Z_{ms}(\omega) = R_m + K/j\omega$  est l'impédance mécanique de la suspension avec amortissement et  $Z_e(\omega) = R_e + j\omega L_e$  est l'impédance électrique bloquée du transducteur. Les paramètres du modèle (1) sont donnés dans Tab. 1.

Lorsque seule la masse  $M$  constituée par l'aimant peut vibrer librement, l'impédance électrique *motionnelle* de l'actuateur s'écrit à partir de (1)

$$Z_{in0}(\omega) = \left. \frac{e}{i} \right|_{v=0} = Z_e(\omega) + \frac{(Bl)^2}{Z_m(\omega)} \quad (2)$$

où  $Z_m(\omega) = Z_{ms}(\omega) + j\omega M$ .

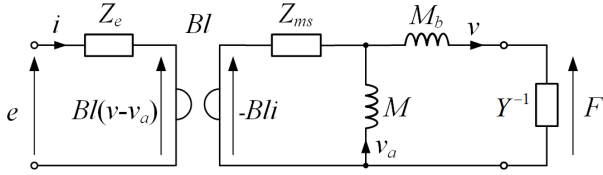


FIGURE 2 – Schéma de l'excitateur inertiel électrodynamique couplé à une structure de mobilité d'entrée  $Y$ .

Lorsque l'actuateur est couplé par sa base de masse  $M_b$  à une structure de mobilité  $Y(\omega) = v/F$  comme illustré figure 2, l'impédance électrique d'entrée s'écrit

$$Z_{in}(\omega) = \frac{e}{i} = Z_e(\omega) + \frac{(Bl)^2}{Z_{ms}(\omega) + \frac{j\omega M(1 + j\omega M_b Y(\omega))}{1 + j\omega(M + M_b)Y(\omega)}} \quad (3)$$

montrant ainsi comment l'impédance électrique du transducteur est modifiée par les caractéristiques de mobilité de la structure d'accueil.

A partir de (1-3) et après quelques manipulations algébriques, la fonction de mobilité de la structure s'exprime

$$Y(\omega) = \left[ \frac{j\omega M Bl}{Z_m(\omega)(Z_{in}(\omega) - Z_{in0}(\omega))} - \left( \frac{Z_{ms}(\omega)}{Bl} + \frac{M_b}{M} \frac{Z_m(\omega)}{Bl} \right) \right]^{-1} \quad (4)$$

L'équation (4) montre que l'excitateur inertiel est capable de détecter la réaction de la structure au point d'excitation à partir des variations de son impédance électrique d'entrée, à condition que ses paramètres électromécaniques soient connus.

TABEAU 1 – Paramètres de l'excitateur inertiel VISATON EX 60 S mesurés en petits signaux.

Paramètre	Valeur	Unité
Résistance dc	$R_e$	6.65 $\Omega$
Inductance de la bobine	$L_e$	0.05 mH
Coefficient de transduction	$Bl$	4.6 N A <sup>-1</sup>
Masse de l'aimant "mobile"	$M$	0.108 kg
Masse de la base	$M_b$	0.0134 kg
Résistance mécanique	$R_m$	5.32 N s m <sup>-1</sup>
Raideur de la suspension	$K$	$24 \times 10^3$ N m <sup>-1</sup>
Fréquence de résonance	$f_n$	75 Hz

## 2.2 Contrôle par impédances virtuelles

Nous considérons maintenant le cas d'un panneau vibrant en flexion, dont la transparence acoustique serait réduite par l'action de  $N$  unités de contrôle co-localisées (voir fig. 3), chacune générant une force proportionnelle à la vitesse captée au même point. Les entrées de force ainsi exercées sont représentées par le vecteur  $\mathbf{F}$  (noté  $\mathbf{u}$  pour la commande correspondante), et calculées d'après le vecteur des réponses en vitesse  $\mathbf{v}$  (noté  $\mathbf{y}$  pour les signaux mesurés, à ne pas confondre avec la mobilité d'entrée  $Y$  du panneau).

Dans l'hypothèse d'un comportement linéaire et en négligeant l'effet masse exercé par les unités de contrôle sur la structure, le système à commander s'écrit sous forme matricielle

$$\mathbf{v} = \mathbf{Y}\mathbf{F} + \mathbf{d} \quad (5)$$

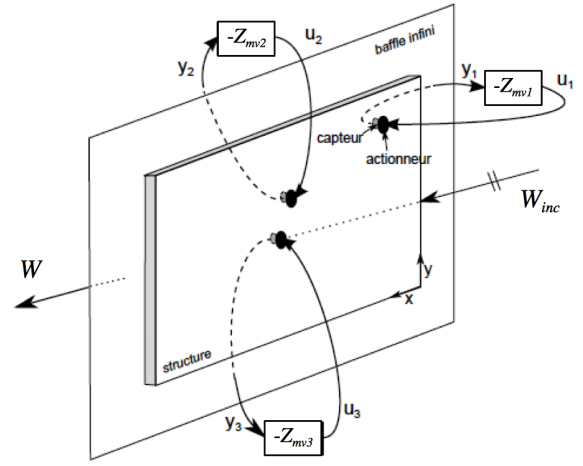


FIGURE 3 – Principe du contrôle actif vibroacoustique par impédances mécaniques virtuelles.

où  $\mathbf{Y}$  est la matrice des mobilités de la structure et  $\mathbf{d}$  est la réponse en vitesse due à l'excitation du champ primaire aux points de contrôle. Comme illustré figure 3, l'objectif de contrôle est de déterminer les impédances mécaniques virtuelles (IMV) qui minimisent la puissance acoustique globale  $W$  rayonnée par le panneau [6], ce qui s'écrit

$$\mathbf{F} = -\mathbf{Z}_{mv}\mathbf{v} \quad (6)$$

où  $\mathbf{Z}_{mv}$  est une matrice diagonale reliant les entrées de force et les réponses en vitesse aux points d'excitation. Considérant que  $\mathbf{u}$  est le vecteur des entrées de commande des actionneurs, la commande optimale  $\mathbf{u}^{opt}$  est celle qui réalise le compromis entre la minimisation de la puissance acoustique rayonnée versus l'effort de commande, soit

$$\mathbf{u}^{opt} = \arg \min_{\mathbf{u}} W(\mathbf{u}) + \beta \|\mathbf{u}\|_2^2 \quad (7)$$

où  $0 < \beta < 1$  est un coefficient utilisé pour pénaliser l'effort de commande. Pour chaque unité de contrôle, on réalise donc une IMV optimale lorsque la commande optimale  $u^{opt}$  permet d'obtenir la réponse locale  $y^{opt}$ , soit le gain optimal de la figure 4

$$\Gamma^{opt} = u^{opt}/y^{opt} \quad (8)$$

Lorsque l'unité de contrôle est composée d'un excitateur inertiel et d'un accéléromètre,  $u$  est la tension appliquée aux bornes d'entrée de l'actuateur et  $y$  la tension délivrée par le capteur. Dans le cas de l'excitateur inertiel décrit dans la section 2.1 utilisé en mode capteur/actuateur,  $u$  est l'entrée de commande en courant. Pour  $\sqrt{K/M} < \omega < R_e/L_e$ , on a  $Z_m(\omega) \approx j\omega M$  et  $Z_e \approx R_e$  et on montre que la variable de contrôle est la force contre-électromotrice (tension) proportionnelle à  $v$  (voir Ref. [8]), qui s'écrit alors

$$y = Blv \approx e - \left( R_e - j \frac{(Bl)^2}{\omega M} \right) i \quad (9)$$

La mise en oeuvre des gains complexes optimaux (8) est effectuée en temps réel via un contrôleur d'enveloppe complexe (voir Ref. [9]) comme illustré figure 4. Sur la figure 4, l'exposant  $\hat{\cdot}$  désigne l'enveloppe complexe,  $H_c(\omega)$  est la fonction de transfert de la source de commande en courant, et  $G(\omega) = R_e - j(Bl)^2/\omega M$  est le gain complexe nécessaire pour compenser l'impédance électrique *motionnelle* du transducteur, comme indiqué dans l'Eq. (9).

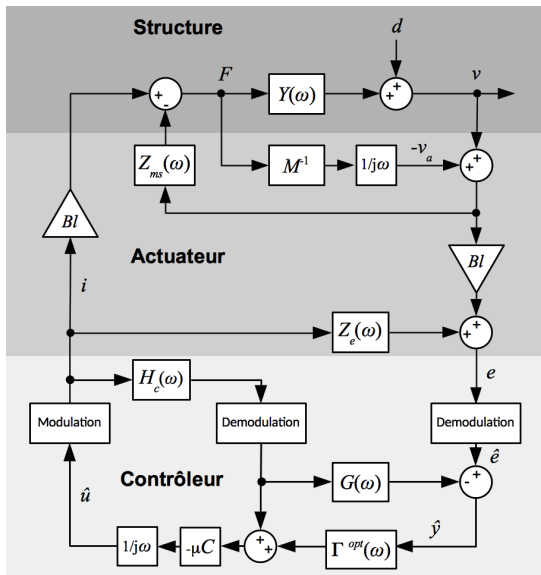


FIGURE 4 – Schéma bloc du contrôle appliqué à chaque excitateur inertiel utilisé en mode capteur/actuateur.

Dans le cas d'une source idéale de commande en courant ( $H_c(\omega) = 1$ ), l'IMV appliquée sur la structure par une unité de contrôle en mode capteur/actuateur s'écrit en fonction du gain optimal

$$Z_{mv}(\omega) = \frac{j\omega M(BL)^2}{Z_m(\omega)} \Gamma_{opt} \underset{\omega > \sqrt{\frac{k}{M}}}{\approx} (BL)^2 \Gamma_{opt} \quad (10)$$

et pour  $\sqrt{K/M} < \omega < R_e/L_e$ , la charge électrique équivalente aux bornes d'entrée du transducteur s'écrit

$$Z_{eq}(\omega) = \left( R_e - \frac{j(BL)^2}{\omega M} \right) - \frac{1}{\Gamma_{opt}} \quad (11)$$

et la puissance mécanique complexe générée par l'excitateur inertiel en mode capteur/actuateur s'écrit

$$\Pi_m = \frac{1}{2} v^* F \approx \frac{1}{2} e^* i - \frac{1}{2} \left( R_e - j \frac{(BL)^2}{\omega M} \right) i^* i \quad (12)$$

### 3 Résultats

#### 3.1 Mobilité d'entrée d'une plaque

Afin de vérifier expérimentalement la capacité de l'excitateur inertiel à détecter simultanément la réaction de la structure au point d'excitation, une estimation de mobilité d'entrée selon l'Eq. (4) est effectuée sur une plaque rectangulaire mince simplement supportée, comme illustré figure 5. Une description complète de la plaque utilisée dans cette étude est donnée dans [10] et une méthode expérimentale permettant d'évaluer les paramètres électromécaniques de l'actuateur est détaillée dans [8].

La figure 6 montre l'allure de la fonction de réponse en fréquence  $Z_{in}(\omega) - Z_{in0}(\omega)$  représentant les variations de l'impédance électrique d'entrée (voir Eq. (4)) lorsque l'excitateur inertiel est couplé à la plaque comme indiqué figure 5. En pratique, la mesure de  $Z_{in0}(\omega)$  est effectuée en fixant l'excitateur inertiel sur une base rigide (marbre). Comme on peut le voir sur la figure 6, l'accord entre les résultats calculés et mesurés est très satisfaisant jusqu'à

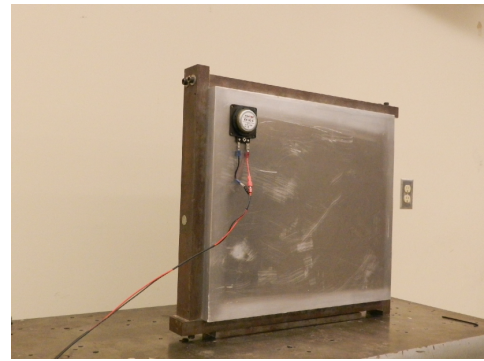


FIGURE 5 – Vue de la plaque rectangulaire en appui simple équipée d'un excitateur inertiel VISATON EX 60 S.

1 kHz environ. A l'exception du premier mode propre de la plaque qui coïncide ici avec la fréquence de résonance de l'actuateur vers 75 Hz, les pics visible sur l'amplitude de la réponse en fréquence correspondent bien aux fréquences propres de la plaque étudiée (voir Ref. [10]). Pour les fréquences plus élevées, la phase commence à dévier et croise  $-\pi/2$ , en contradiction avec la théorie des systèmes linéaires passifs avec variables duales et co-localisées.

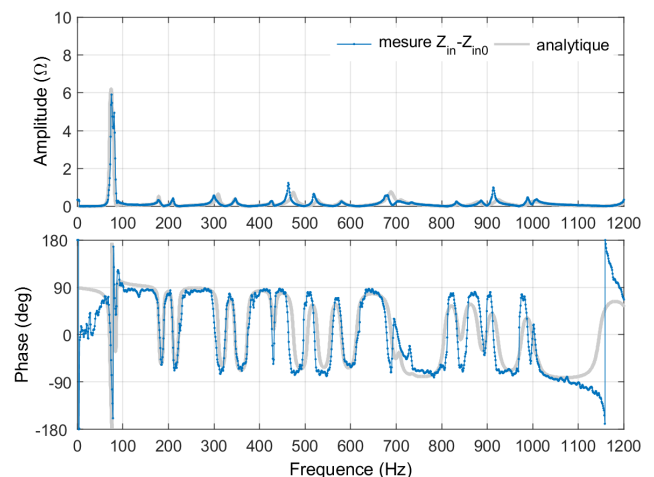


FIGURE 6 – Fonction de réponse en fréquence  $Z_{in}(\omega) - Z_{in0}(\omega)$  mesurée et calculée.

La figure 7 présente une comparaison entre la fonction de mobilité de la plaque calculée à partir du modèle analytique de la plaque simplement supportée (voir Ref. [10]), celle obtenue expérimentalement à l'aide de l'excitateur inertiel en mode capteur/actuateur via l'équation (4), et celle mesurée proche du point d'excitation précédent à l'aide d'un pot vibrant instrumenté d'une cellule de force et d'un accéléromètre. L'accord entre le modèle analytique et les mesures est relativement bon entre 100 Hz et 1 kHz et démontre la capacité de l'excitateur inertiel à détecter la réaction de la structure au point d'excitation. L'écart observé autour de 75 Hz est dû à la résonance de l'excitateur inertiel qui interfère avec le premier mode fondamental de la plaque autour de 77 Hz. L'écart observé vers 700 Hz entre la mesure effectuée au pot vibrant et celle obtenue à l'aide de l'excitateur inertiel peut être attribué à l'emplacement des deux systèmes utilisés pour mesurer la mobilité qui n'est pas strictement identique. La déviation observée est par ailleurs accentuée par le fait que l'excitateur inertiel est couplé à la plaque avec une plus grande surface de contact.

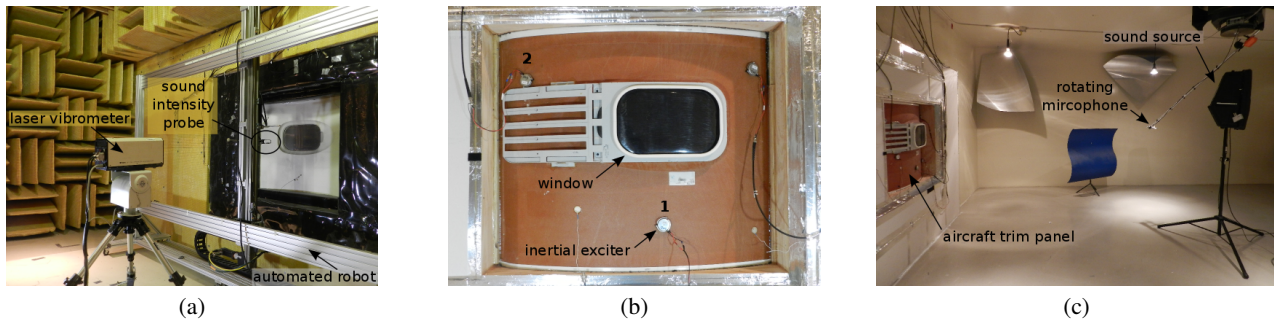


FIGURE 8 – Vues de l'installation expérimentale en salles couplées : mesure intensimétrique robotisée en chambre semi-anéchoïque (a), panneau aéronautique instrumenté (b) et excitation acoustique en chambre réverbérante (c).

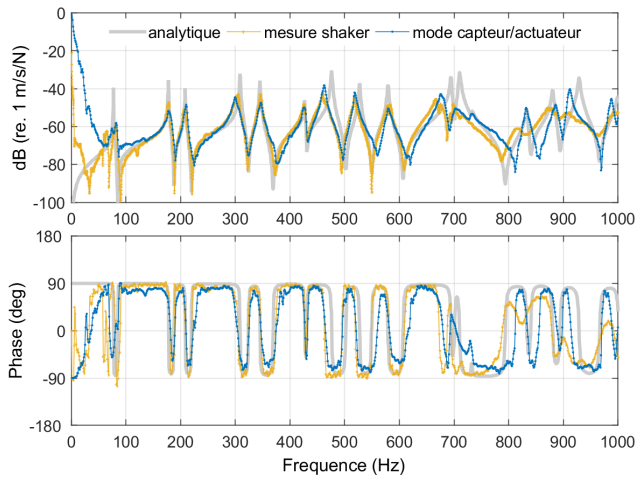


FIGURE 7 – Comparaison des fonctions de mobilité de la plaque calculée analytiquement, mesurée avec un pot vibrant instrumenté et obtenue expérimentalement en mode capteur/actuateur via l'équation (4).

### 3.2 Contrôle actif d'un panneau aéronautique

L'excitateur inertiel est utilisé dans ce qui suit comme unité de contrôle autonome (sans capteur externe) dans une application de contrôle actif vibroacoustique. Le support d'essai est un panneau aéronautique en matériaux composite qui est installé dans la niche existante entre les salles couplées (réverbérante et semi-anéchoïque) du Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke. Les propriétés du panneau testé peuvent être trouvées dans [8]. L'intensité acoustique moyenne rayonnée dans la chambre semi-anéchoïque est mesurée à 50 cm du panneau à l'aide d'une sonde intensimétrique robotisée (figure 8a) sur un ensemble discret de points couvrant une surface de mesure de  $1.96 \text{ m}^2$ . Le panneau aéronautique de dimension  $1.1 \times 0.96 \text{ m}^2$  est équipé de deux unités de contrôle comme indiqué figure 8b. Un haut-parleur situé dans la salle réverbérante (figure 8c) permet d'exciter le panneau avec un champ diffus.

Le tableau 2 présente les impédances mécaniques calculées et réalisées sur le panneau aéronautique aux deux points de contrôle à la fréquence d'excitation de 363 Hz, ainsi que la puissance mécanique complexe fournie par les deux unités de contrôle et l'atténuation mesurée après contrôle. Les cartographies d'intensité acoustique mesurées avec et sans contrôle sont illustrées figure 9. Comme le montre le Tab. 2, le contrôleur d'enveloppe complexe mis en oeuvre permet d'atteindre les impédances cibles aussi bien en mode avec capteur qu'en mode capteur/actuateur.

L'atténuation mesurée est de l'ordre 3 dB dans les deux cas, comme prédit par le calcul optimal pour deux unités de contrôle. Pour parvenir à une réduction optimale de la puissance acoustique rayonnée, il est à noter que les impédances mécaniques réalisées sont complexes avec une partie réelle négative. Cela signifie que les unités de contrôle ne cherchent pas à dissiper l'énergie vibratoire mais agissent pour restructurer les modes de vibration du panneau. Cela est confirmé par la mesure de la puissance mécanique complexe dont la partie réelle est positive, indiquant que la puissance est bien fournie par les unités de contrôle à la structure pour atteindre l'objectif, et non absorbée comme ce serait le cas pour de l'amortissement actif.

## 4 Discussion

Il est montré que l'excitateur inertiel électrodynamique est dispositif polyvalent capable de détecter la réaction dynamique d'une structure au point d'excitation. Cette information peut ensuite être utilisée pour appliquer localement à la structure une certaine impédance mécanique. Son utilisation en mode capteur/actuateur est basée sur la propriété anti-réciproque du couplage électrodynamique. Ce principe de couplage impliquant un mouvement linéaire axial entre une bobine et un aimant garantit l'alignement et une parfaite colocation des variables d'observation (tension ou vitesse) et de commande (courant ou force). De plus, les variables électriques (courant et tension) et mécaniques (force et vitesse) étant duales, elles facilitent l'interprétation physique de l'effet d'une unité de contrôle en terme d'impédance mécanique appliquée localement et de flux de puissance échangée entre l'actuateur et la structure. Par ailleurs, on peut voir sur les figures 6 et 7 que le système mesuré est réel positif dans les deux cas (phase comprise entre  $+\pi/2$  et  $-\pi/2$ ), ce qui concorde avec la théorie des systèmes linéaires passifs avec variables duales co-localisées.

Avec le prototype développé à partir d'un composant disponible dans le commerce, la plage de travail s'étend sur une décade entre 100 Hz et 1 kHz. La limite basse est fixée par la fréquence de résonance de l'actuateur qui doit être inférieure à la première fréquence propre structurelle. La limite haute est moins évidente à identifier dans l'état actuel de notre connaissance, mais semble liée au modèle analytique très simplifié utilisé pour décrire son comportement dynamique. Les écarts entre ce type de modèle et un moteur électrodynamique réel sont bien décrits dans la littérature pour le haut-parleur et les phénomènes

TABLEAU 2 – Comparaison des impédances mécaniques virtuelles cibles et réalisées sur le panneau au points de contrôle et puissance mécanique fournie à la fréquence d'excitation de 363 Hz.

Configuration des unités de contrôle		Impédance mécanique virtuelle		Puissance fournie	Atténuation
		$Z_{mv}$ cible ( $N s m^{-1}$ )	$Z_{mv}$ réalisée ( $N s m^{-1}$ )	$\Pi_m$ $10^{-3}(N m s^{-1})$	(dB) (re. $10^{-12}W$ )
avec capteur	# 1	$-18.3 - 0.9j$	$-18.3 - 0.9j$	$0.10 + 0.01j$	3.1
	# 2	$-26.6 + 3.9j$	$-26.7 + 3.9j$	$0.35 - 0.05j$	
mode capteur/actuateur	# 1	$-17.8 - 4.3j$	$-17.8 - 4.4j$	$0.16 + 0.04j$	3.3
	# 2	$-20.4 - 3.1j$	$-20.3 - 3.1j$	$0.51 + 0.08j$	

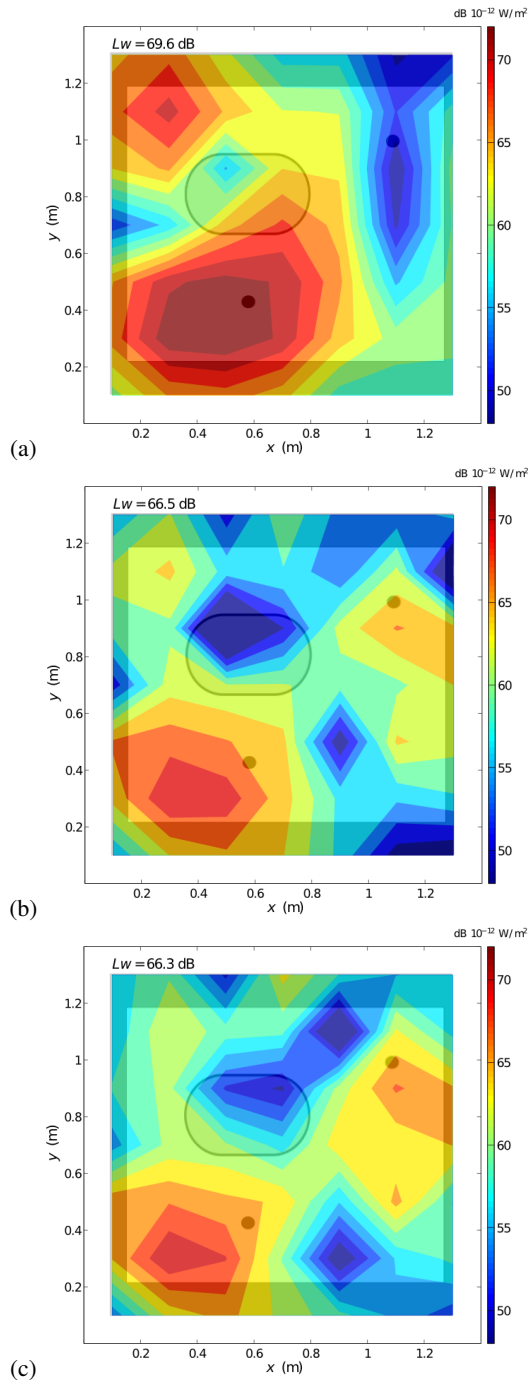


FIGURE 9 – Cartographies d'intensité acoustique mesurées sans contrôle (a) et avec contrôle par impédances virtuelles appliquées en configuration avec capteurs (b) et avec excitateurs inertiels en mode capteur/actuateur (c).

à l'origine des déviations observées sont également susceptibles d'influer sur son "alter ego" à aimant mobile. Aussi, un modèle élargi pour tenir compte des courants de Foucault [11] et de la dérive de la suspension en fonction de la fréquence [12] devrait être considéré dans les travaux futurs en vue d'étendre la gamme de travail du prototype actuel (bon marché) au delà de 1 kHz, ou bien un dispositif dédié (plus cher) pourrait être conçu afin de réduire les effets mentionnés ci-dessus.

## 5 Conclusion

Cette communication propose de détourner l'utilisation première d'un excitateur inertiel électrodynamique pour l'utiliser en mode capteur/actuateur simultanément. A partir d'un modèle analytique, il est montré que la réponse en vitesse de la structure à la base de l'excitateur inertiel peut être estimée en fonction du courant d'entrée et de la tension à ses bornes électriques. Cette capacité à détecter la réaction structurelle au point d'excitation est ensuite mise à profit pour obtenir la mobilité d'entrée de la structure d'accueil, et pour réduire la puissance acoustique rayonnée par un panneau aéronautique par application locale d'impédances mécaniques complexes sans l'aide de capteurs externes.

## Références

- [1] Z. Škvor, *Vibrating systems and their equivalent circuits*, (Elsevier Science Publishers, Amsterdam, Oxford, New York, Tokyo, (1991).
- [2] F. Fahy and P. Gardonio, *Sound and structural vibration : Radiation, Transmission and Response*, 2nd ed. Academic Press Oxford, (2007).
- [3] J.Q. Sun, Some observations on physical duality and collocation of structural control sensors and actuators, *Journal of Sound and Vibration* **194** (1996).
- [4] J. Rohlfing, P. Gardonio and D.J. Thompson, Comparison of decentralized velocity feedback control for thin homogeneous and stiff sandwich panels using electrodynamic proof-mass actuators, *Journal of Sound and Vibration* **330** (2011).
- [5] D. Guicking, J. Melcher and R. Wimmel, Active impedance control in mechanical structures, *Acta Acustica united with Acustica*, **69** (1989).

- [6] M. Michau, A. Berry, P. Micheau and P. Herzog, Optimal virtual mechanical impedances for the vibroacoustic active control of a thin plate, *Journal of the Acoustical Society of America* **137** (2015).
- [7] C. Paulitsch, P. Gardonio and S. J. Elliott, *Active vibration damping using self-sensing, electrodynamic actuators*, *Smart Materials and Structures*, **15** (2006).
- [8] R. Boulandet, M. Michau, P. Micheau and A. Berry, Aircraft panel with active sound power reduction capability through virtual mechanical impedances, *Journal of Sound and Vibration* **361** (2016).
- [9] P. Micheau, R. Boulandet, M. Michau, A. Berry, Active Structural Control of a composite panel with sensoriaactuators and complex envelope controllers, *22th International Congress on Sound and Vibration ICSV22*, Florence, Italie (2015).
- [10] O. Robin, J-D. Chazot, R. Boulandet, M. Michau, A. Berry et N. Attala, Mise en oeuvre expérimentale d'un panneau plan avec des conditions aux limites simplement supportées, *13ème Congrès Français d'Acoustique (CFA)*, Le Mans, 11-15 avril 2016.
- [11] J. Vanderkooy, A model of loudspeaker driver impedance incorporating Eddy current in the pole structure, *Journal of the Audio Engineering Society* **37** (1989).
- [12] M. H. Knudsen and J. Grue Jensen, Low-frequency loudspeaker models that include suspension creep, *Journal of the Audio Engineering Society* **41** (1992).