

CFA/VISHNO 2016

**Contrôle actif harmonique avec un piézoélectrique utilisé
comme un port Hamiltonien**

P. Micheau^a, A. Pelletier^a, R. Boulandet^b et A. Berry^c

^aGroupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke, 2500 boul. de l'Université,
Sherbrooke, Canada J1K 2R1

^bEcole Polytechnique Fédérale Lausanne, EPFL-STI-IEL-LTS2 - Station 11, CH-1015
Lausanne, Suisse

^cGroupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke, 2500 boul. de l'Université,
Sherbrooke, QC, Canada J1K 2R1
philippe.micheau@usherbrooke.ca



LE MANS

Le contrôle actif vibratoire des structures peut être obtenu avec des méthodes de contrôle actif de vibration décentralisées. Le principe consiste à répartir plusieurs unités actives sur la surface de la structure afin de créer autant de ports Hamiltonien. Chaque port est composé d'une variable commandée dite « d'effort » (force) co-localisée avec une variable mesurée dite de « flux » (vitesse) dont le produit est une mesure de l'énergie échangée. Un port peut aussi être créé avec un actionneur inertielle. Mais, l'encombrement et le poids de l'actionneur inertielle compliquent son intégration. À l'inverse, un patch piézoélectrique collé en surface permet de réaliser une unité active légère et compacte. Le défi est de réaliser un port efficace pour le contrôle actif avec un patch piézoélectrique sans le recours à un capteur co-localisé. Afin de démontrer la faisabilité du concept en régime harmonique, un circuit électronique et un algorithme de compensation ont été développés pour convertir un patch-piézoélectrique en port Hamiltonien. L'algorithme compense les effets dus aux capacités et résistances internes du piézoélectrique et de son électronique, mais surtout ceux dû à une déformation locale non liée à la vibration globale de la structure. Ce dispositif original a été testé pour le contrôle actif sur une plaque en aluminium faiblement amorti excité en régime harmonique. La stratégie de contrôle actif était de littéralement bloquer l'échange d'énergie au niveau du port. Les mesures au vibromètre laser illustrent la modification des déformées et l'atténuation vibratoire obtenue. Les performances d'atténuation globale de l'énergie vibratoire avec un patch piézoélectrique (10 dB à 346 Hz sur le mode (3,1), 20 dB à 427 Hz sur le mode (1,3)) ont été comparables à ce qui est obtenu avec l'utilisation d'un port réalisé avec un actionneur inertielle.

1 Introduction

La réduction du bruit rayonné par une paroi est une préoccupation pour toutes les applications où un fort bruit peut être transmis par le biais d'une cloison. C'est le cas d'un habitacle d'avion, par exemple, où le bruit produit par la rotation des pales des moteurs en marche peut être relayé aux passagers par la vibration du panneau d'habillage de l'habitacle. En général, les vibrations aux fréquences plus basses sont plus difficiles à contrôler par des méthodes passives comme l'utilisation de mousses absorbantes ou d'atténuateurs passifs et l'on fait appel à des méthodes dites actives pour injecter des contre-vibrations dans la paroi dans le but d'en réduire le rayonnement acoustique [1].

Le contrôle actif peut être mis en place avec une stratégie de contrôle centralisée ou décentralisée avec des paires d'actionneurs et capteurs piézo-électriques (PZT) quasiment co-localisés [2]. Dans les faits, le recours à des capteurs piézo-électriques est imposé par le problème technologique de réaliser une mesure précise de la vibration résiduelle quand le contrôle actif vibratoire est activé. Le contrôle actif peut aussi être mis en place avec des actionneurs inertiels et des accéléromètres co-localisés. De même, le recours à des accéléromètres est imposé par le besoin technologique de mesurer avec précision la vibration résiduelle.

Dans ces deux configurations (PZT ou inertielle), le recours à une paire actionneur-capteur a pour objectif fondamentale de créer deux variables co-localisées et duales, c'est-à-dire une structure de connexion à deux variables (appelées génériquement effort e et flux f) dont le produit est proportionnel à la puissance transmise au système mécanique ($P=ef$). Ainsi, le système mécanique est contrôlé via un port Hamiltonien (PH). Typiquement, le contrôleur pilote la variable d'effort en observant la variable de flux. Dans cette vision, l'hypothèse du travail présenté est que le capteur n'est fondamentalement pas requis car l'actionneur est un PH.

La propriété des PZT de transformer l'énergie électrique en énergie mécanique et à l'inverse de faire le transfert énergie mécanique vers énergie électrique en fait des matériaux tout désignés à être utilisés comme un PH en contrôle actif de vibration. Pour cela, le PZT doit être utilisé simultanément comme un actionneur et un capteur. Le concept d'un PZT combinant simultanément les deux fonctions a été proposé au début des années 90 sous le

terme de *sensori-actuateur* (SA) [3, 4]. Puis, ce concept a fait l'objet de plusieurs travaux cherchant à améliorer la précision et la stabilité du signal (sous l'expression de *Self-sensing Actuator*, SSA) [5, 6, 7, 8]. Pour une application de contrôle actif de vibration, le défi est donc d'estimer les variables duales avec un PZT utilisé comme PH. De même, le défi d'utiliser un actionneur inertielle en PH pour le contrôle actif de vibration est d'estimer la vitesse transverse locale à partir des signaux électriques.

La section 2 présente comment un piézo-électrique (PZT) et un actionneur inertielle peuvent être configurés en *Self-sensing Actuator* (SSA) afin de créer un port PH pertinent pour le contrôle actif de vibration. La section 3 aborde le contrôle harmonique via un tel PH, qu'il soit de type PZT ou inertielle. La section 4 présente des résultats expérimentaux de contrôle actif harmonique permettant de valider la méthode et de comparer l'action des deux types de PH.

2 Actionneurs utilisés en PH

2.2 Piézoélectrique en PH

Un patch piézoélectrique mince d'épaisseur h_c de dimensions L_{cx} par L_{cy} collé en surface permet de réaliser une unité active légère et compacte. L'hypothèse d'une épaisseur mince permet de supposer un champ électrique dans la direction 3, $E_3 = u/h_c$ constant dans l'épaisseur du piézoélectrique pour une tension u à ses bornes. Dans le cas d'une polarisation du piézoélectrique selon la direction 3, l'effet d'une déformation transversale, isotrope dans le plan (les directions 1 et 2) implique un déplacement électrique D_3 qui s'exprime par :

$$D_3 = e_{31}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + \varepsilon_{33}^E E_3 \quad (1)$$

où ε_1 et ε_2 sont les déformations du piézoélectrique dans le plan et ε_{33}^E la permittivité électrique sous déformation constante [9]. De cette relation, on obtient le déplacement électrique selon les directions 1 et 2 pour obtenir la charge Q en intégrant sur la surface du piézo-électrique

$$Q = \iint_{L_{cx}L_{cy}} e_{31}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) dx dy + \iint_{L_{cx}L_{cy}} \varepsilon_{33}^e E_3 dx dy \quad (2)$$

Le courant total est la dérivation de la charge par rapport au temps, $i = dQ/dt$.

Le terme de droite de l'Éq. (2) est celui associé au courant de fonctionnement électrique du piézoélectrique ($i_e = dQ_e/dt$). Pour la formulation de (2), il s'agit d'un condensateur électrique plan de capacité $C_c = L_{cx}L_{cy} \varepsilon_{33}^e / h_c$ sous déformation constante. L'hypothèse selon laquelle, un piézoélectrique a le comportement d'un condensateur est suffisante pour plusieurs applications, mais pas pour celle de SA qui requiert une grande précision de mesure. Aussi, un modèle d'impédance électrique équivalente plus précise doit être utilisé [10,11]. Finalement, une impédance électrique équivalente telle que présentée sur la figure 1 est utilisée où R_s et R_p ne sont pas connus a priori, mais peuvent être déterminées expérimentalement [12]. Le courant dû au fonctionnement passif électrique du PZT, (u/Z_c), résulte alors de l'impédance passive Z_c équivalente du PZT

$$Z_c = \frac{1 + j\omega C_c R_s}{1/R_p + j\omega C_c(1 + R_s/R_p)} \quad (3)$$

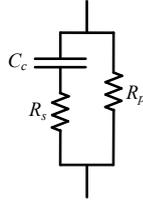


Figure 1: Impédance électrique équivalente du PZT

Le terme de gauche de l'Éq. (2) est celui associé à la contribution mécanique au signal ($i_m = dQ_m/dt$), due à l'excitation externe et à l'actuation de la plaque par le piézoélectrique. La déformation du piézoélectrique dans le plan résulte de la somme de la déformation due au moment exercé par l'actionneur et d'une extension résiduelle proportionnelle à la tension d'actuation considérées ici.

$$Q_m = - \iint_{L_{cx}L_{cy}} e_{31} \frac{h_p + h_c}{2} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) dx dy + 2e_{31}\varepsilon_0 \frac{d_{31}L_{cx}L_{cy}}{h_c} u \quad (4)$$

où W est le déplacement transversal.

Le premier terme de l'équation est relié à la déformation du piézoélectrique, soit aux vibrations globales que l'on souhaite contrôler. Cependant, il a été mis en évidence que dans ce schéma, une partie de cette composante est un effet local, causé par le mode d'actuation du PZT [13]. Il a été démontré [14] que cet effet est attribué aux modes de vibration d'ordre supérieur de la plaque et que la contribution de ceux-ci au signal peut être modélisée par

une raideur mécanique K . Le second terme de l'équation est relié à la déformation résiduelle conséquence de l'asymétrie du couplage piézoélectrique sur la plaque.

En résumé, de par son fonctionnement intrinsèque, le courant circulant dans un piézoélectrique se décompose en la somme de 3 courants :

$$i = \frac{u}{Z_c} + i_b + i_l \quad (5)$$

où u/Z_c est le courant dû au fonctionnement électrique passif, i_b est le courant dû à la vibration globale (transversale) de la structure, et i_l est le courant dû à une déformation locale de l'actionneur résultante d'une raideur locale et de l'asymétrie du montage en surface d'un seul piézoélectrique.

Le verrou technique principal rencontré lors de la conception d'un SA piézoélectrique est d'estimer la composante de « vibration » (i_b) qui correspond à la vibration globale de la structure à laquelle il est couplé. La compensation des courants (i_l) et (u/Z_c) de la mesure de (i) n'a rien de trivial car ces courants peuvent être d'un ordre de grandeur plus grand que le courant de déformation du PZT. Cependant, en théorie, cette compensation est possible en mode harmonique sous l'hypothèse que la fréquence d'excitation soit incluse dans la bande $2\pi C_c \sqrt{R_s(R_p - R_s)} > 1/f > 2\pi R_s C_c$. Ainsi, le courant de vibration global s'exprime en fonction de la mesure de la tension u aux bornes du PZT et la mesure du courant i traversant le PZT :

$$i_b = i - (\beta_r f^2 + j\beta_l f) \quad (6)$$

avec les valeurs théoriques de $\beta_r = 4\pi^2 C_c^2 R_s(1 + R_s/R_p)$ et $\beta_l = 2\pi(2e_{31}\varepsilon_0 d_{31}L_{cx}L_{cy}/h_c + 1/K + C_c)$ [12]. En pratique, la très grande précision requise pour la compensation impose l'identification des deux paramètres de l'expression (6), et non le recours aux expressions théoriques.

2.3 Actionneur inertiel en PH

Lorsque l'unité active est un actionneur inertiel, la tension u est la tension mesurée aux bornes d'entrée de l'actuateur et i le courant électrique pilotant l'effort de l'actionneur.

En mode harmonique à une fréquence supérieure à la fréquence naturelle de résonance mais inférieure à la fréquence de coupure du circuit électrique (soit $\sqrt{K_a/M_a} < \omega < R_e/L_e$), il est possible d'estimer la vitesse transverse de la structure au point d'installation de l'actionneur avec l'équation (7).

$$\underline{v_s} \approx -\frac{1}{Bl} \underline{u} + \left(R_e - j \frac{(Bl)^2}{\omega M_a} \right) \underline{i} \quad (7)$$

avec (Bl) le coefficient de transduction, M_a la masse de l'aimant mobile, K_a la raideur de suspension, R_e la résistance électrique de la bobine, L_e l'inductance de la bobine.

3 Contrôle Harmonique par PH

3.1 Variables duales

Le recours à des variables co-localisées et duales, c'est-à-dire des variables dont le produit des grandeurs physiques est proportionnel à l'énergie transmise au système, permet de créer un port Hamiltonien. Chaque port est composé d'une variable commandée dite « d'effort » (force) co-localisée avec une variable mesurée dite de « flux » (vitesse) dont le produit est une mesure de l'énergie échangée.

Tableau 1: Paramètres physiques de PE et compensation

| cas | Flux f | Effort e | Sortie y | Compensation |
|----------|-------------|---------------|---------------|---|
| Inertiel | v_s | i | u | $\underline{G} = R_e - j \frac{(Bl)^2}{\omega M_a}$ $\underline{K} = -\frac{1}{Bl}$ |
| PZT | i_b | u | i | $\underline{G} = \frac{\beta_r \omega^2}{4\pi^2} + \frac{j\beta_i \omega}{2\pi}$ $\underline{K} = 1$ |

3.2 Contrôleur et compensation

Pour le PZT, l'algorithme doit compenser les effets dus aux capacités et résistances internes et de son électronique, mais surtout les effets dus à une déformation locale non liée à la vibration globale de la structure. Pour l'actionneur inertiel, l'algorithme doit compenser la résistance électrique et la dynamique de la masse mobile. Considérant le problème de contrôle actif harmonique, le contrôleur est implémenté avec l'outil de traitement de signal des enveloppes complexes qui permet de commander et d'observer en temps réels les amplitudes et phases instantanées de signaux sinusoïdaux [15].

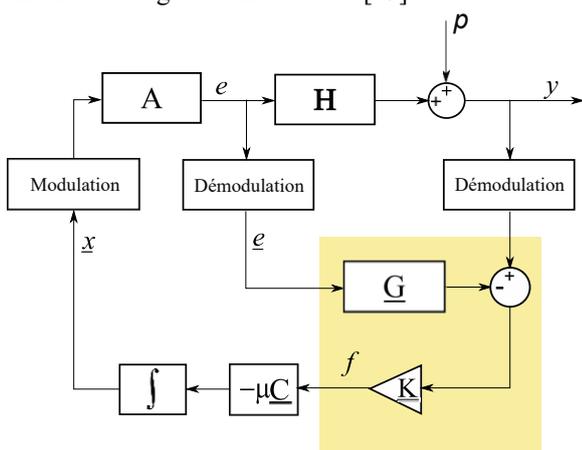


Figure 2: Schéma représentant l'estimation et la commande par enveloppe complexes et PH

L'effort est généré avec l'actionneur de gain A par modulation avec l'enveloppe complexe $\underline{x}(t)$ à la fréquence de la porteuse de pulsation ω_0 (en rad/s) :

$$e(t) = A \operatorname{Re}(\underline{x}(t) \exp(+j\omega_0 t)) \quad (7)$$

La mesure de l'effort développé par l'actionneur est obtenue par la démodulation de l'enveloppe complexe de $e(t)$ à la fréquence de démodulation de la porteuse

$$\underline{e}(t) = 2g(t) \otimes (e(t) \exp(-j\omega_0 t)) \quad (8)$$

avec \otimes pour noter le produit de convolution, $g(t)$ est la réponse impulsionnelle du filtre passe-bas. Le signal $y(t)$ subit la même démodulation (8) afin d'en extraire son enveloppe complexe, soit $\underline{y}(t)$. L'estimation de la variable de flux est donc réalisée en temps-réel sur son enveloppe complexe à la fréquence de la porteuse

$$\underline{f}(t) = \underline{K}(\underline{G}e(t) - \underline{y}(t)) \quad (6)$$

où les gains complexes \underline{K} et \underline{G} , présentés dans le tableau 1, doivent être réglés en fonction du dispositif (PZT ou inertiel).

Avec cette structure de contrôle il est possible de bloquer localement la vibration de la plaque en mode harmonique [2] ou bien d'imposer une impédance mécanique virtuelle optimale au sens qu'elle minimise la puissance acoustique rayonné [16,17,18]. Dans le cadre de cette étude, l'objectif d'adaptation du signal de commande est de littéralement forcer la variable de flux à zéro, ce qui équivaut à bloquer l'échange d'énergie au niveau du port (il n'y a pas absorption d'énergie). Aussi, une commande de type intégrale à la fréquence de la porteuse a été sélectionnée

$$\frac{d\underline{x}(t)}{dt} = -\mu \underline{C} \underline{f}(t) \quad (6)$$

avec $\mu > 0$ le coefficient de convergence réel et \underline{C} le gain complexe qui doit assurer la stabilité du système en boucle fermée.

4 Résultats expérimentaux

4.1 Matériel

Afin de démontrer la faisabilité du concept en régime harmonique, un circuit électronique et un algorithme de compensation ont été développés pour convertir un patch-piézoélectrique en port Hamiltonien (figure 3).

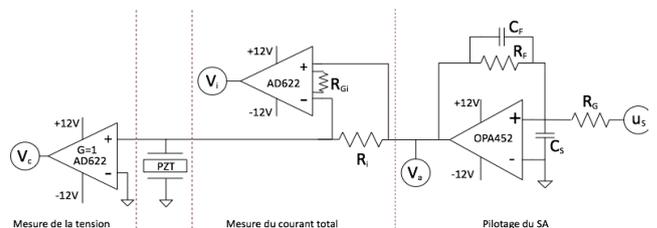


Figure 3: Circuit électrique de pilotage et de mesure de la tension du courant.

Les deux valeurs β_r et β_i sont identifiées avant chaque essai de contrôle à partir de la mesure large bande du transfert y/e du SA, soit i/u pour le piézoélectrique. La figure 5 montre que le terme de $\beta_r f^2$ se superpose à la mesure de la partie réelle du transfert (excepté les

résonances), tandis que $\beta_i f$ correspond à la pente de sa partie imaginaire (excepté les résonances).

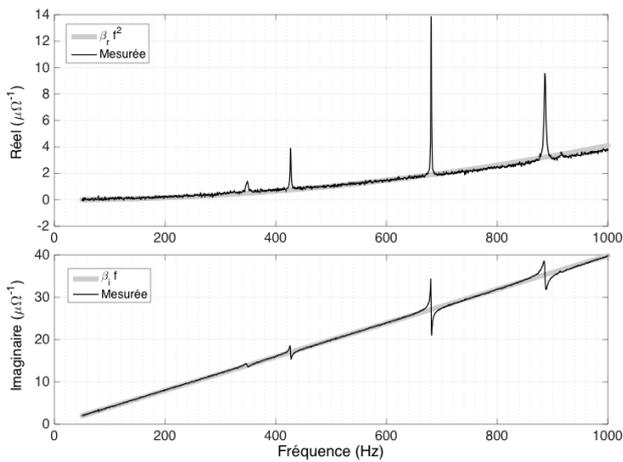


Figure 4: Partie réelle et imaginaire du rapport i/u et compensation du signal avec les paramètres estimés.

Ce dispositif original a été testé pour le contrôle actif sur une plaque en aluminium faiblement amorti excité en régime harmonique. La figure 5 présente le montage expérimental de la plaque.

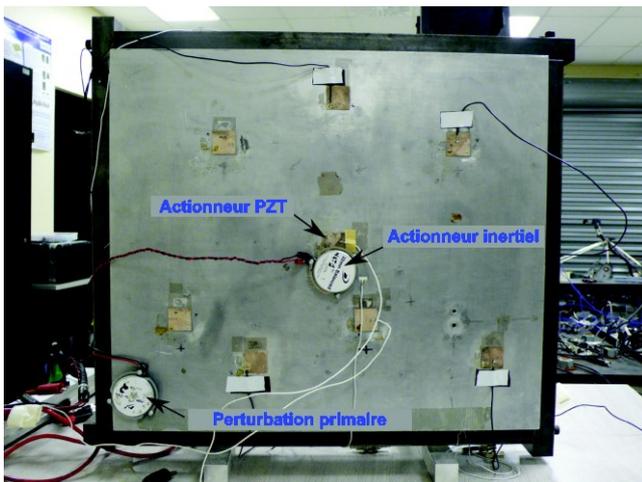


Figure 5: Montage expérimental composé d'un actionneur inertielle comme source de perturbation primaire, et d'un actionneur PZT ou inertielle comme secondaire.

4.3 Résultats

Les mesures au vibromètre laser illustrent les modifications du champ de vitesse avec le contrôle actif. Sans contrôle actif, l'actionneur inertielle (coin gauche inférieur sur la figure 3) génère une perturbation primaire à la fréquence de 346 Hz. Cette perturbation primaire excite le mode (3,1) visible clairement sur la figure 6. Une perturbation primaire à 427 Hz permet d'exciter le mode (1,3). Avec le contrôle actif du PZT, les performances d'atténuation globale de l'énergie vibratoire est de l'ordre de 10 dB à 346 Hz sur le mode (3,1) (figure 7) et de 20 dB à 427 Hz sur le mode (1,3) [19]. Ces performances sont comparables à celles obtenues avec l'utilisation d'un port réalisé avec un actionneur inertielle localisé sensiblement à la même location (figure 8).

La stratégie de blocage de la variable de flux équivaut à l'ajout virtuel d'un blocage transverse : il n'y a aucun effet d'absorption actif. En fait, cette stratégie équivaut à une « désynchroniser le mode (3,1) » de la fréquence d'excitation à 346 Hz.

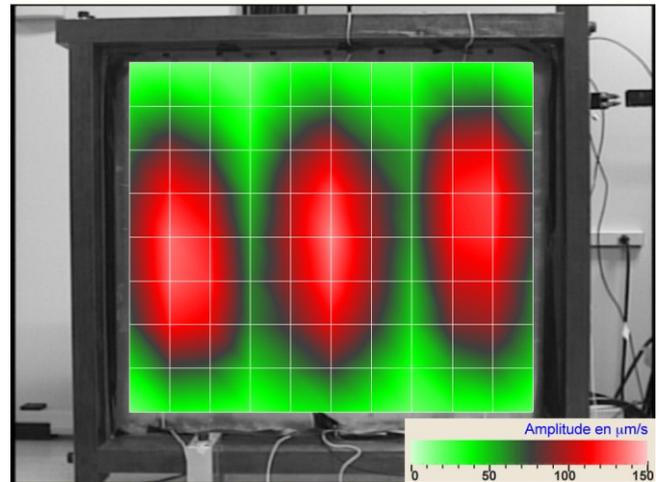


Figure 6: Sans contrôle actif à 346 Hz, l'actionneur inertielle primaire excite le mode (3,1)

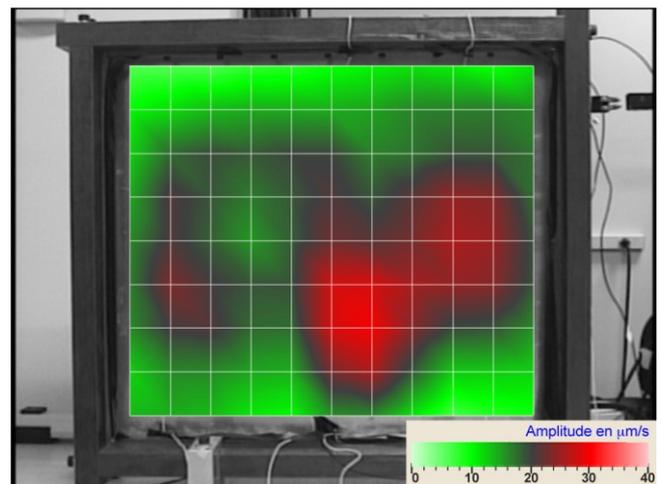


Figure 7: avec contrôle actif du PZT à 346 Hz, le PZT modifie la réponse vibratoire de la plaque.

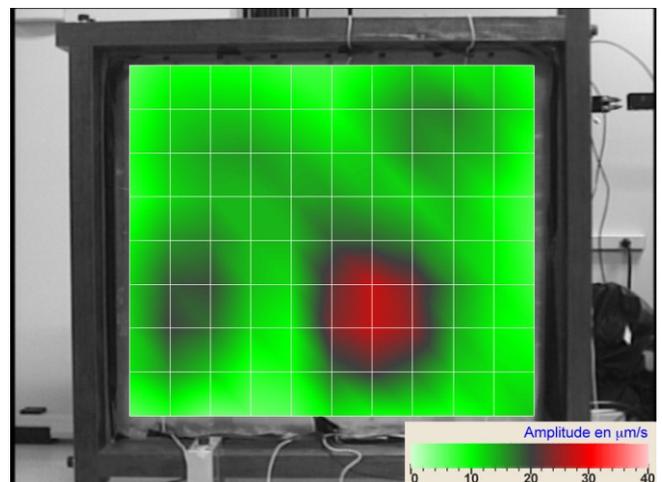


Figure 8: le contrôle actif de l'actionneur inertielle à 346 Hz modifie la réponse vibratoire de la plaque

La figure 9 présente les signaux temporels mesurés avec la configuration du PZT. En l'absence de contrôle actif ($u=0$ V de 0 à 4s, effort nul) le courant de fonctionnement électrique (i) égale le courant de vibration globale de la plaque ($i_b \approx 9 \mu\text{A}$), ce qui correspond à une vitesse transversale (v_s) de 2 mm/s mesurée par le vibromètre laser (mesure réalisée depuis l'autre côté de la plaque). Lorsque le contrôle actif est activé, l'algorithme de contrôle d'enveloppe pilote la tension u (c'est-à-dire l'effort e). À cause de l'effet capacitif du PZT, le courant électrique converge rapidement à une amplitude de l'ordre de 100 μA , tandis que le courant lié à la vibration globale de la plaque (i_b) converge vers 0 μA (le flux f tend vers zéro). La vitesse transversale (v_s) mesurée avec le laser est significativement atténuée. L'algorithme de compensation démontre sa capacité à extraire l'information de vitesse transversale (v_s) malgré la petitesse des signaux de courants mesurés qui sont de l'ordre du μA et l'effet capacitif du piézoélectrique.

La figure 10 présente les signaux temporels mesurés avec la configuration de l'actionneur inertiel. En l'absence d'actionneur (non visible) et sans contrôle actif, l'amplitude de la vitesse transverse est d'environ 2 mm/s au point de mesure. En posant l'actionneur inertiel, l'amplitude de la vitesse transverse est réduite à 1 mm/s (trace de 0 à 3 s) par un simple effet passif de la masse ajoutée localement. L'activation du contrôleur permet de réduire la variable de flux f à zéro (vitesse estimée de la structure) par le contrôle de l'effort e (courant électrique i dans l'électro-aimant).

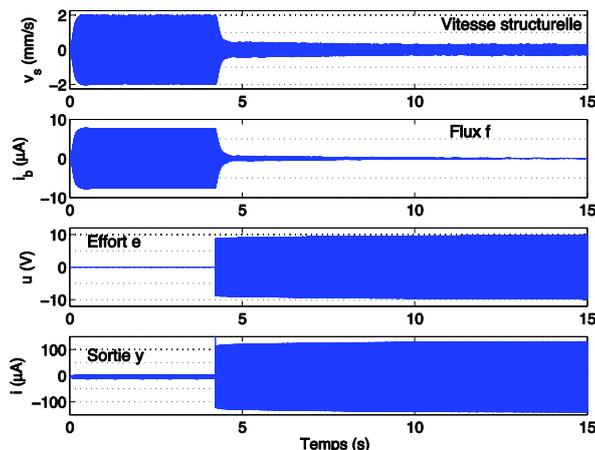


Figure 9: signaux mesurés avec le PZT (346 Hz, sans contrôle actif de 0 à 4s, avec contrôle actif $t > 4$ s)

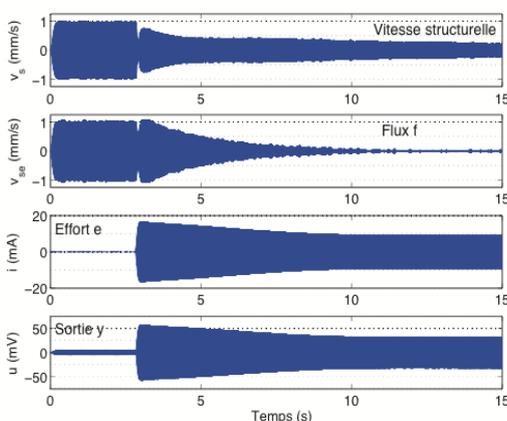


Figure 10: signaux mesurés avec l'actionneur inertiel (346 Hz, sans contrôle actif de 0 à 3s, avec contrôle actif $t > 3$ s)

5 Conclusion

Un circuit électronique et un algorithme de compensation ont été développés pour convertir un patch piézoélectrique ou un actionneur inertiel en port Hamiltonien (PH). Contrairement à la majorité des prototypes existants actuellement, l'implémentation présentée ici fait une correction toute numérique du signal, en temps réel, sans avoir recours à un étage électronique de compensation. Un algorithme de compensation et contrôle de grande précision est obtenu en régime harmonique grâce au formalisme de l'enveloppe complexe.

Ce dispositif original a été testé pour le contrôle actif sur une plaque en aluminium faiblement amorti excité en régime harmonique. En comparant les performances du PZT avec ceux d'un actionneur inertiel, l'avantage du PZT est de réaliser une unité active légère et compacte qui n'affecte pas significativement la vibration primaire de la plaque.

La stratégie de contrôle par blocage de la variable de flux, revient à « désynchroniser le mode » de la plaque de la fréquence d'excitation du primaire, et non pas à absorber de l'énergie vibratoire.

Remerciements

Pour le support sur le développement et la réalisation de l'électronique, les auteurs tiennent à remercier Denis Imbeault. Le projet a été supporté financièrement par le Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie, les Fonds de Recherche du Québec-Nature et Technologies, Bombardier Aéronautique (partenaire de la chaire de recherche industrielle du CRSNG en acoustique appliquée à l'aviation) et la Swiss National Science Foundation.

Références

- [1] F. Fahy and P. Gardonio. *Sound and Structural Vibration*. Academic Press, 2e édition, 2007.
- [2] Baudry M., Micheau P. and Berry A., Decentralized active vibration control of a flexible plate using PZT actuator – PVDF sensor pairs, *J. Acoust. Soc. Am.*, **119**(1), January 2006.
- [3] Jeffrey J. Dosch, Daniel J. Inman, and Ephraim Garcia. Self-sensing piezoelectric actuator for collocated control. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 3(1):166–185, 1992.
- [4] N.W. Hagood and E.H. Anderson. Simultaneous sensing and actuation using piezoelectric materials. *In Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, volume 1542 of Active and Adaptive Optical Systems, pages 409–421. SPIE-Int. Soc. Opt. Eng, 1991.
- [5] E.H. Anderson and N.W. Hagood. Simultaneous piezoelectric sensing/actuation: analysis and application to controlled structures. *Journal of Sound and Vibration*, 174(5):617 – 639, 1994.
- [6] C.A. Fannin and W.R. Saunders. *Analog adaptive piezoelectric sensor/actuator design for collocated rate feedback*. volume 2, pages 357 – 366, University Park, PA, USA, 1997.

- [7] J.S.Vipperman and R.L.Clark. Implementation of an adaptive piezoelectric sensor/actuator. *AIAA Journal*, 34(10):2102–9, 10 1996.
- [8] M. Neubauer, A. Renner, and J. Wallaschek. Model-based piezoelectric self-sensing technique. In *ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, volume 3, pages 899–906, Istanbul, Turkey, July 2010.
- [9] IEEE. IEEE standard on piezoelectricity. *Technical Report ANSI/IEEE Std 176-1987, Inst. Electr. and Electron. Eng.*, New York, NY, USA, 01/29 1988. Copyright 1988, IEE.
- [10] C. H. Park. On the circuit model of piezoceramics. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 12(7):515–522, 2001.
- [11] M. J. Guan and W. H. Liao. On the equivalent circuit models of piezoelectric ceramics. *Ferro-electrics*, 386(1):77–87, 2009.
- [12] A. Pelletier. *Réalisation d'un sensori-actuateur piézoélectrique pour le contrôle actif harmonique vibro-acoustique*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, 2015.
- [13] H. L. Ji, J. H. Qiu, Y. P. Wu, J. Cheng, and M. N. Ichchou. Novel approach of self-sensing actuation for active vibration control. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 22(5):449–459, March 2011.
- [14] M. Michau, A. Berry, P. Herzog, P. Micheau, "Bending near field compensation in the context of vibroacoustic active control", *Mechanics and Industry*, 15(6), 551-555, November 2014.
- [15] L.W. Couch. *Digital and Analog Communications Systems*, 8th ed. Prentice Hall, (2013).
- [16] M. Michau, A. Berry, P. Micheau, P. Herzog Optimal virtual mechanical impedances for the vibroacoustic active control of a thin plate, *J. Acoust. Soc. Am.* 137(1), 199-207, January 2015.
- [17] P. Micheau, R. Boulandet, M. Michau, A. Berry, Active Structural Control of a composite panel with sensor/actuators and complex envelope controllers, *22th International Congress on Sound and Vibration ICSV22*, Florence, Italy (2015).
- [18] R. Boulandet, M. Michau, P. Micheau, A. Berry, Aircraft panel with sensorless active sound power reduction capabilities through virtual mechanical impedances, *Journal of Sound and Vibration*, 361(20) 2-19, 2016.
- [19] Boulandet R, Pelletier A, Micheau P, Berry A, Active Vibration Control using Self-sensing Actuators: An Experimental Comparison of Piezoelectric and Electromagnetic Technologies, ASME 2014 Int. Mechanical Engineering Congress, 10 pages, Montréal, Canada, November 2014.