



HAL
open science

Contrôle actif par filtre spatiale d'une roue de voiture instrumentée de transducteurs piézoélectriques

Antoine Carvalho, Kevin Billon, Fabien Maugan, François Lohr, Marie Rebouah, Jacques Babaud, Simon Chesné

► To cite this version:

Antoine Carvalho, Kevin Billon, Fabien Maugan, François Lohr, Marie Rebouah, et al.. Contrôle actif par filtre spatiale d'une roue de voiture instrumentée de transducteurs piézoélectriques. 16ème Congrès Français d'Acoustique, CFA2022, Société Française d'Acoustique; Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, Apr 2022, Marseille, France. hal-03848526

HAL Id: hal-03848526

<https://hal.science/hal-03848526v1>

Submitted on 10 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

Contrôle actif par filtre spatial d'une roue de voiture instrumentée de transducteurs piézoélectriques

A. Carvalho ^{1,4}, K. Billon ², F. Maugan ³, F. Lohr ⁴, M. Rebouah ⁴, J. Babaud ⁴, S. Chesné ¹

¹ LaMCoS, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, UMR 5259

² LTDS, École Centrale de Lyon, UMR 5513

³ Moving Magnet Technologies, Besançon

⁴ Manufacture Française des Pneumatiques Michelin, Clermont-Ferrand



Les structures vibrantes induisent souvent un inconfort sonore perceptible par l'humain, dans un spectre de 20 à 20 000 Hz, c'est notamment le cas pour les voitures. Généralement, au-delà de 35 km/h, la principale source du bruit provient du contact entre le pneu et la route. Le projet dans lequel s'intègre cette étude a pour but de réduire ces nuisances de bruit dans l'habitacle.

Un contrôle actif utilisant une distribution de transducteurs piézoélectriques est proposé pour ajouter de l'amortissement dans un ensemble roue pneu. Un essai de principe sur le mode de pompage de la roue est ciblé dans cette étude. La structure rayonnée et circulaire de la roue, associée à une connectique spécifique des transducteurs permet de cibler naturellement ce mode de pompage. L'ensemble roue-pneu possède un comportement dynamique qui nécessite que les lois de contrôle utilisées soient les plus robustes possible. La robustesse est ici assurée par la simplicité du contrôleur et la distribution spatiale des éléments piézoélectriques qui jouent le rôle de filtre. L'efficacité du contrôleur est testée et prouvée à l'échelle 1.

1 Introduction

Une des problématiques majeures que présentent les moyens de transport est la nuisance sonore qu'ils produisent. C'est le cas pour les moyens de locomotion individuels tels que les voitures [1]. Ces bruits occasionnés par le contact entre la chaussée et la gomme du pneumatique peuvent nuire à la santé et au confort des automobilistes [2]. En effet ces vibrations sont transmises par voie solidienne à travers les moyeux des 4 roues du véhicule jusque dans l'habitacle. Pour offrir aux usagés des conditions de conduite plus optimales il est intéressant de se pencher sur les structures intelligentes ou smart-structures en anglais. Les smart-structures représentent une approche visant à intégrer à un ensemble mécanique, des capteurs, des actionneurs et de les relier par un circuit de contrôle [3]. Le schéma de principe de ces ensembles est présenté en figure 1. Si le circuit est bien étudié celles-ci sont alors en mesure de s'adapter à une partie des contraintes et perturbations extérieures causées par l'environnement dans lequel elles se trouvent.

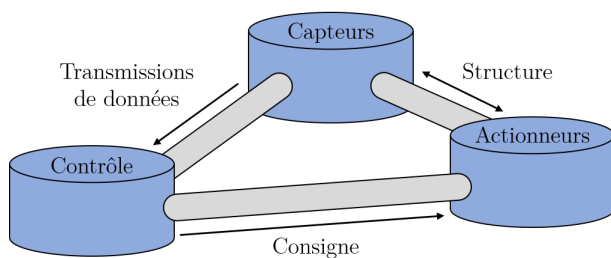


FIGURE 1 – Schéma de principe d'une smart-structure.

Dans le cadre d'une collaboration entre la Manufacture Française des Pneumatiques Michelin et le Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures, le projet "Roue silencieuse", ou "Silent wheel" en anglais, est né. Les travaux menés dans la cadre de cette entente s'articulent autour d'ensembles composés d'une jante et d'un pneumatique Michelin. La configuration complexe de l'ensemble jante/pneumatique (notamment dû au pneu), a poussé à focaliser l'étude vers le mode le plus énergivore, le mode de pompage. Ce dernier se caractérise par un déplacement homogène sur le pourtour de la roue et un déplacement nul en son centre (l'encastrement).

Il est donc question de focaliser le contrôle appliqué

à la structure sur ce mode. Pour y arriver on propose d'utiliser une méthode de filtrage modale (filtrage spatial). Cette dernière nécessite une connaissance approfondie de la dynamique de la structure. Depuis plusieurs années, la problématique d'extraction de grandeurs dynamiques liées à un mode donné est étudiée [4, 5]. Cela peut permettre dans le domaine des smart-structures d'optimiser la qualité du contrôle mis en place en se focalisant sur un mode visé, ou d'identifier le profil d'excitation perçu par la structure analysée [6].

Dans un premier temps, des expérimentations seront menées sur un banc "statique" (sans rotation de la structure). Cette étude consistera à solliciter la roue par un pot vibrant et de la contrôler par un réseau de transducteurs piézoélectriques piloté par une loi de contrôle simple. Cette dernière a pour objectif de diminuer l'énergie de déformation dans le moyeu.

Dans cet article, nous proposons un contrôle actif sur une structure complexe combinée à un filtre spatial. Dans un premier temps une présentation du contexte et de la structure à contrôler sera détaillée (2). Le principe de création d'un filtre spatial sera ensuite développé et appuyé par un modèle numérique (3). Puis, une manipulation et des résultats expérimentaux seront présentés et discutés (4). Enfin la dernière section conclura et énoncera les perspectives de ces travaux (5).

2 Contexte et structure

Le projet "Silent wheel" s'inscrit dans une volonté de réduire le bruit occasionné par le contact entre l'ensemble monté (roue et pneumatique) et la chaussée. Les vibrations transmises par ce contact par voie solidienne dans les moyeux des roues sont alors perçues dans l'habitacle de la voiture par les conducteurs. L'objectif est donc de réduire l'énergie de déformation qui transite par le biais de cette liaison mécanique.

L'augmentation de l'amortissement de la structure mécanique de la roue peut être un facteur influant sur la réduction de la transmission vibratoire. Une approche passive par utilisation de transducteurs piézoélectriques shuntés par un circuit électrique [7, 8] n'a pas donné satisfaction quant aux résultats obtenus. En effet la rigidité et le côté massif de la jante ne permettent pas d'avoir un

couplage assez important et une autorité suffisante sur la structure. Ces éléments ont mené vers une approche active.

La roue est une roue du constructeur automobile Mercedes de profil 18x8J. Elle est instrumentée de 15 transducteurs piézoélectriques de l'équipementier Physik Instrumente (de dimensions 35x55mm). L'analyse de leurs couplages a mené à concevoir un mode de fonctionnement en "couronne". Nous avons donc 3 groupes de 5 transducteurs connectés en parallèle (un par rayon et par couronne) :

- couronne intérieure
- couronne intermédiaire
- couronne extérieure

Ces trois couronnes sont illustrées sur la figure 2. Elles sont toutes les trois disposées à des rayons moyens de 105, 145 et 185 mm. Les patchs piézoélectriques sont disposés de telle sorte que les moments appliqués à leurs extrémités s'effectuent autour d'axes colinéaires à chaque rayon.



FIGURE 2 – Répartition des 15 transducteurs piézoélectriques en 3 couronnes.

Lors d'une étude des déformées modales de la structure, il est apparu que la couronne intermédiaire présentait peu de déformations pour le mode de pompage. On peut observer la déformée modale expérimentale de ce mode sur la figure 3. Nous n'utiliserons donc dans cette étude uniquement les couronnes intérieure et extérieure.

Il est important de noter que la structure traitée possède une richesse modale importante. Une partie de ces principaux modes de vibrations sont regroupés dans la table 1. On y retrouve les fréquences propres et les facteurs de perte (η). Ils sont définis de la manière suivante :

$$\eta_i = 2 * \xi_i \tag{1}$$

$$\xi_i = \frac{C_i}{2\sqrt{K_i M_i}} \tag{2}$$

Où les η_i sont les facteurs de perte, ξ_i sont les taux d'amortissements réduits, C_i sont les amortissements modaux, K_i les raideurs modales et M_i sont les masses modales des différents modes i de la structure.

TABLEAU 1 – Fréquences propres et facteurs de perte expérimentaux.

n°	Description	f [Hz]	η [%]
1	Mode de flexion 1	159.5	1.24
2	Mode de flexion 2	173.7	1.75
3	Mode acoustique	208.0	0.58
4	Ovalisation	253.0	1.80
5	Basculement	281.9	1.69
6	Pompage	436.0	1.06

les modes 1 et 2 à 159.5 et 173.7 Hz, sont des modes de flexion. Ils sont liés au moment appliqué par l'ensemble monté sur le support. Le mode 3 à 208 Hz lui est un mode acoustique, il est lié à la cavité du pneumatique. Ensuite nous avons un mode d'ovalisation à 253 Hz et un mode de basculement à 281.9 Hz. Finalement nous avons le mode que l'on cherche à contrôler, le mode de pompage à 436 Hz.

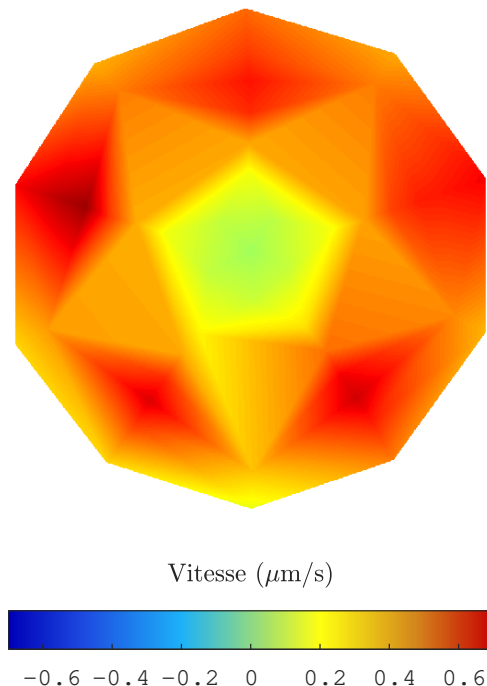


FIGURE 3 – Déformée expérimentale du mode de pompage de la roue à 436 Hz

3 Le filtre spatial, principe et simulation

La méthode de filtrage modal présentée admet deux possibilités de mise en place. L'une consiste à discrétiser une des surfaces de la structure à contrôler à l'aide de capteurs [9], l'autre est une approche continue [10]. Dans la première on pourrait utiliser des accéléromètres, des patches piézoélectriques ou encore des jauges de déformations. La seconde, elle, pourrait être effectuée par le biais de films piézoélectriques. Nous ne présenterons dans cette étude que la première approche.

La disposition des capteurs et des actionneurs permettent de percevoir tout ou une partie de la dynamique de la structure. Le filtre modal ou filtre spatial, consiste donc en une optimisation de la position du couple capteur/actionneur. Cette optimisation peut être faite par le biais d'une prise d'informations au niveau des déformées modales de la structure étudiée. Et ce afin de ne percevoir qu'une partie de la dynamique de la structure, tout en cherchant à cibler la dynamique voulue.

Nous avons donc besoin avant de se pencher sur le modèle expérimental d'identifier les 4 fonctions de transfert suivantes :

- Déplacement/Force d'excitation
- Déplacement/Couronne piézoélectrique intérieure
- Couronne piézoélectrique extérieure/Force d'excitation
- Couronne piézoélectrique extérieure/Couronne piézoélectrique intérieure

Ces 4 fonctions de réponse en fréquence (FRF) vont permettre de quantifier la qualité du filtre spatial mis en oeuvre. Mais également de concevoir, de régler notre contrôleur (FRF n°4) et de simuler les performances de celui-ci (FRF n°1).

Les FRFs mesurées expérimentalement sont représentées en figure 4. On obtient grâce à cela des informations très importantes. Notamment via la FRF " C_{ext}/C_{int} " (en noir sur le tracé inférieur) qui traduit la dynamique de la structure perçue entre la couronne intérieure alors utilisée comme actionneur et la couronne extérieure utilisée comme capteur. C'est via ce couple capteur/actionneur que nous appliquerons notre boucle de rétroaction. On constate que la combinaison de ces deux groupes de transducteurs piézoélectriques isole quasi totalement le mode de pompage (que l'on cherche à contrôler). Tous les modes présentés précédemment (mode de support, acoustique, tangage et ovalisation) situés en dessous de 400 Hz sont totalement invisibles dans cette configuration. Ainsi cette boucle que l'on souhaite utiliser pour le contrôle du mode de pompage permet de concentrer la majeure partie de l'énergie de contrôle sur le mode souhaité, et ce, sans exciter les autres modes.

A partir des FRFs expérimentales des systèmes pôles/zéros sont identifiés. Celles-ci sont implémentées sous Matlab dans un système de fonction de transfert représenté en figure 5. Le système contient donc deux entrées (le pot vibrant utilisé comme perturbation extérieure et la couronne de transducteurs piézoélectriques intérieure pour

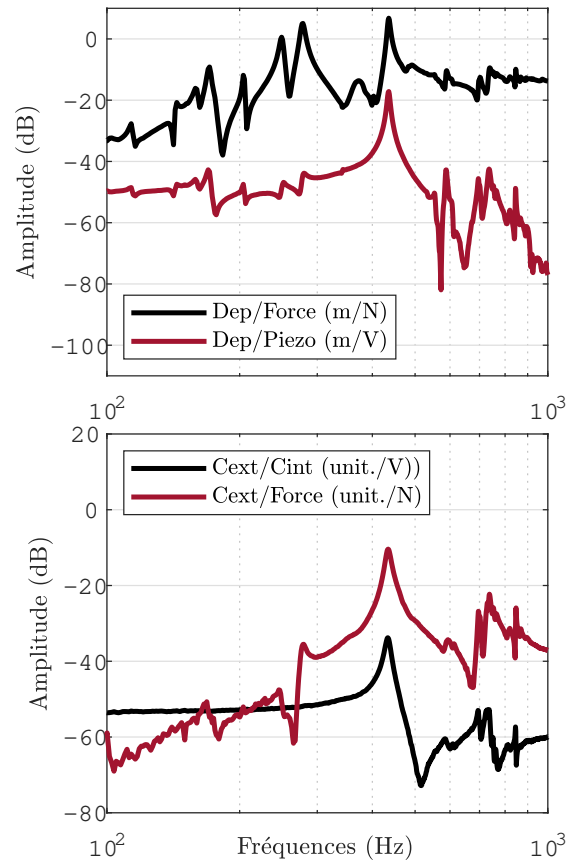


FIGURE 4 – FRFs expérimentales 1) Sortie 1 : Déplacements (via l'accéléromètre), 2) Sortie 2 : Couronne piézoélectrique extérieure.

l'application de la force de contrôle) et deux sorties (un accéléromètre de référence et la couronne de transducteurs piézoélectriques pour la boucle de contrôle).

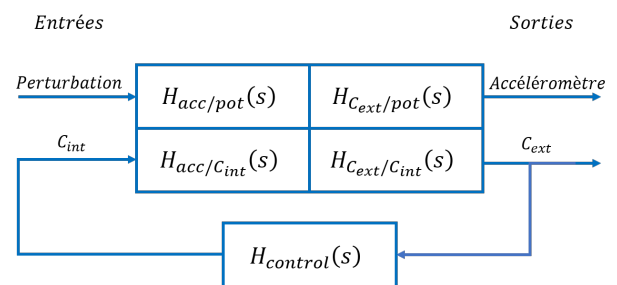


FIGURE 5 – Schéma bloc du système de simulation et de contrôle.

Il est question ici d'utiliser une loi de contrôle composée de 3 éléments :

- un correcteur proportionnel
- un filtre passe-bas
- un filtre passe-haut

tel que :

$$H_{contrôle} = g_1 * \frac{\omega_1}{1 + \omega_1 * s} * \frac{s}{1 + \omega_2 * s} \quad (3)$$

Les deux pulsations ω_1 et ω_2 valent respectivement 100 et 400 $rad.s^{-1}$. Ce choix de contrôleur se veut simple et efficace, mais une étude plus poussée sur l'optimisation de celui-ci serait nécessaire.

Le modèle de fonction de transfert représenté par le schéma bloc (en figure 5) est utilisé pour simuler la réponse du système en boucle fermée avec une sollicitation extérieure en bruit blanc. Trois FRFs sont alors comparées en figure 6. On constate une diminution de 15 dB pour $g_1 = 5$ et de 17 dB pour $g_1 = 10$ avec le contrôleur $H_{contrôle}$ (3).

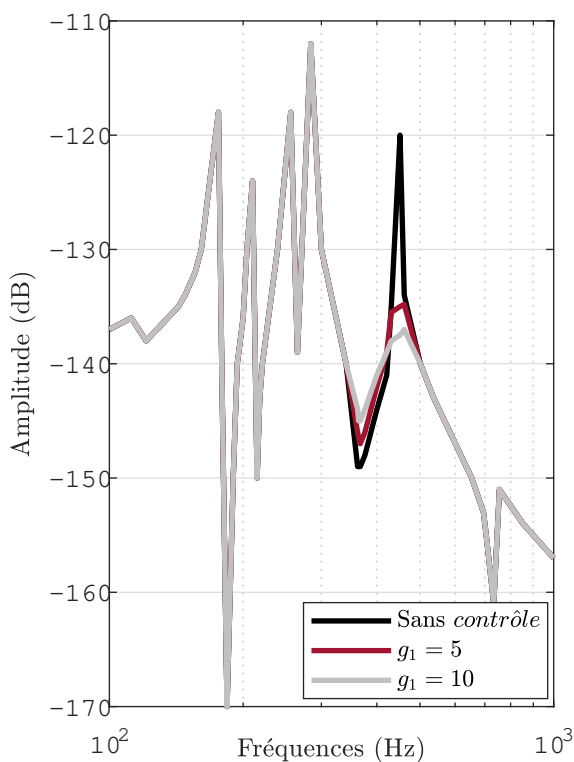


FIGURE 6 – Réponse du système simulée avec et sans contrôle.

4 Validation expérimentale

La loi de contrôle présentée (3) est expérimentée à l'aide du système Dspace (logiciel d'acquisition de MathWorks). L'excitation vient d'un pot électromagnétique suspendu. L'effort est injecté sur l'ensemble monté au niveau du diamètre extérieur de la jante. La sollicitation est mesurée via un capteur de force piézoélectrique placé entre l'axe du pot vibrant et la structure. L'effet du contrôle est quantifié via un accéléromètre placé en pourtour de la jante (de l'autre coté de la jante et dans l'axe de translation du pot vibrant).

On retrouve le détail de l'installation sur la figure 7.

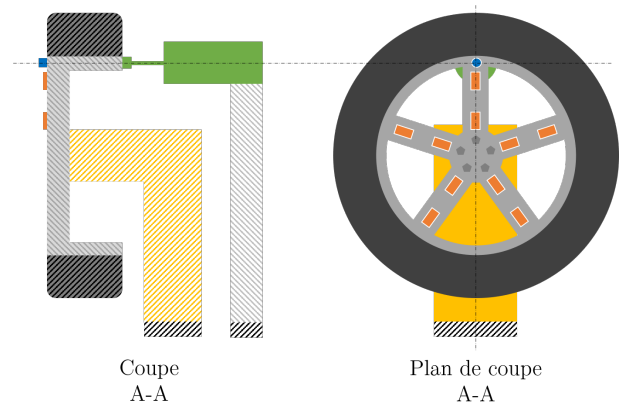


FIGURE 7 – Schéma du banc statique de l'ensemble monté (l'accéléromètre est en bleu, le pot vibrant et le capteur de force en vert, le bâtît est en jaune).

La figure 8 montre les fonctions de réponse en fréquences expérimentales avec et sans contrôle (loi de contrôle $H_{contrôle}$) pour une sollicitation en bruit blanc. Cette représentation fréquentielle permet de visualiser l'efficacité du contrôle. La dynamique de l'ensemble monté reste inchangée à l'exception du mode de pompage qui est atténué. L'amplitude du mode de pompage diminue quand le gain augmente (pour des gain g_1 compris entre 1 et 10). On constate la très grande efficacité du contrôle pour $g_1 = 10$, avec une atténuation conséquente de 14,64 dB pour une tension RMS de commande de 4.59 V. L'évolution de cette tension RMS de commande en fonction de l'atténuation du mode de pompage (pour chaque gain g_1 de 1 à 10, avec un pas de 1) est donnée dans la figure 9. Les valeurs sont regroupées dans la table 2. Le contrôle mis en place apparaît comme extrêmement performant stable et sélectif.

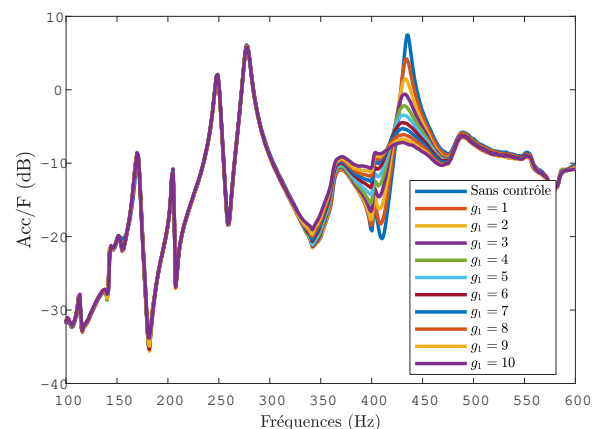


FIGURE 8 – Fonctions de réponse en fréquence (FRF) expérimentales (Accélération/Force, $[m.s^2/N]$) en fonction du gain g_1 de la boucle de contrôle.

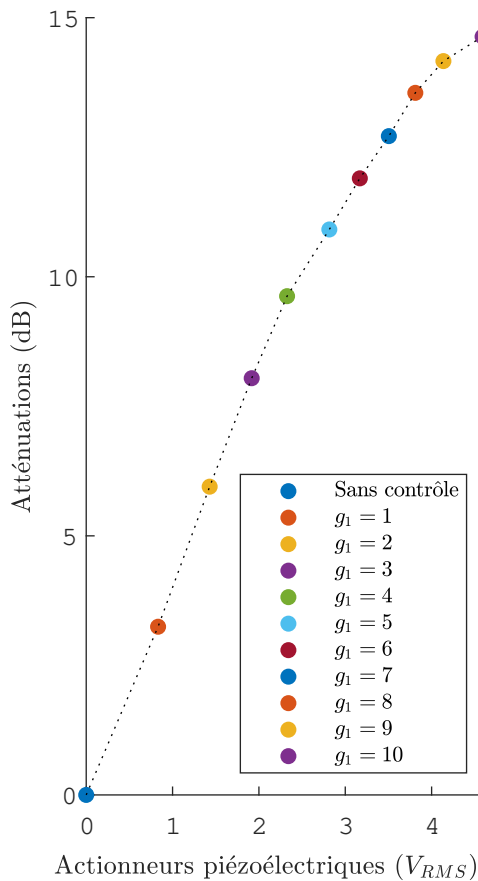


FIGURE 9 – Évolution des performances du contrôleur en fonction de la valeur RMS du courant injecté pour chaque gain g_1 de la loi de contrôle

TABLEAU 2 – Fréquences propres et facteurs de perte expérimentaux.

g_1	Atténuation [dB]	Valeur RMS [V]
1	3.25	0.83
2	5.95	1.43
3	8.04	1.92
4	9.62	2.33
5	10.91	2.82
6	11.90	3.17
7	12.71	3.51
8	13.55	3.81
9	14.16	4.14
10	14.64	4.59

5 Conclusion et perspectives

Ces travaux ont montré une manière de focaliser notre contrôle sur un mode de vibration. Par l’intermédiaire d’une loi de contrôle et d’un réseau de transducteurs piézoélectriques nous avons diminué les vibrations sur le

mode le plus énergivore (le mode de pompage). Dans un premier temps, la mise en place d’un modèle numérique a permis de concevoir une loi, puis dans un second temps de la confronter au modèle expérimental.

La performance du contrôleur a été démontrée numériquement et expérimentalement dans ce papier. Cependant les études présentées ont été réalisées en statique. D’autres approches, non présentées ici ont été effectuées en conditions réelles d’utilisation et ont présenté un comportement différent de la structure (dû au comportement évolutif du pneumatique).

Dans de futurs travaux, il serait question de présenter l’association du filtre spatial à d’autres lois de contrôle pour prendre en compte la nature évolutive du pneumatique. Il est également sujet d’étendre l’étude à d’autres profils de roues plus élaborés.

Remerciements

Je remercie le LaMCoS ainsi que la MFPM pour avoir pu mettre à disposition tous les moyens matériels et financiers afin d’obtenir ces résultats.

Références

- [1] Sandberg, U. (2001). *Tyre/road noise : myths and realities*. Statens väg-och transportforskningsinstitut.
- [2] Singh, N., Davar, S. C. (2004). Noise pollution-sources, effects and control. *Journal of Human Ecology*, 16(3), 181-187.
- [3] Preumont, A. (2018). *Vibration control of active structures : an introduction* (Vol. 246). Springer, chapitre 1.2.
- [4] Collins, S. A., Miller, D. W., Von Flotow, A. H. (1994). Distributed sensors as spatial filters in active structural control. *Journal of Sound and Vibration*, 173(4), 471-501.
- [5] Xue, K., Igarashi, A., Kachi, T. (2018). Optimal sensor placement for active control of floor vibration considering spillover effect associated with modal filtering. *Engineering Structures*, 165, 198-209.
- [6] Baruh, H., Silverberg, L. M. (1986). Identification of external excitations in self-adjoint distributed systems using modal filters. *Journal of sound and vibration*, 108(2), 247-260.
- [7] Wu, S. Y. (2001, July). Broadband piezoelectric shunts for passive structural vibration control. *Smart Structures and Materials : Damping and Isolation* (Vol. 4331, pp. 251-261). International Society for Optics and Photonics.
- [8] Behrens, S., Fleming, A. J., Moheimani, S. O. R. (2003). A broadband controller for shunt piezoelectric damping of structural vibration. *Smart materials and structures*, 12(1), 18.
- [9] Baruh, H., Choe, K. (1990). Sensor placement in structural control. *Journal of guidance, control, and dynamics*, 13(3), 524-533.
- [10] Sanchez-Rojas, J. L., Hernando, J., Donoso, A., Bellido, J. C., Manzaneque, T., Ababneh, A., Schmid, U. (2010). Modal optimization and filtering in piezoelectric microplate resonators. *Journal of micromechanics and microengineering*, 20(5), 055027.