



HAL
open science

Amortissement vibratoire d'hydrofoil par couplage piézoélectrique

Laetitia Pernod, Boris Lossouarn, Jean-François Deü, Jacques-André Astolfi

► **To cite this version:**

Laetitia Pernod, Boris Lossouarn, Jean-François Deü, Jacques-André Astolfi. Amortissement vibratoire d'hydrofoil par couplage piézoélectrique. 24ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2019, Brest, France. hal-02632090

HAL Id: hal-02632090

<https://hal.science/hal-02632090v1>

Submitted on 27 May 2020

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.

Amortissement vibratoire d'hydrofoil par couplage piézoélectrique

L. PERNOD^{a, b}, B. LOSSOUARN^a, J.-F. DEÛ^a, J.-A. ASTOLFI^b

a. Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés (LMSSC),
Conservatoire national des arts et métiers (Cnam),
292 Rue Saint-Martin, 75 003 Paris, laetitia.pernod@lecnam.net

b. Institut de Recherche de l'Ecole Navale (IRENav),
EA 3634, Ecole Navale, 29 240 Brest,
jacques-andre.astolfi@ecole-navale.fr

Résumé :

Les travaux présentés dans cette étude s'inscrivent dans une thématique innovante de développement et de mise en œuvre de surfaces portantes intelligentes en milieu naval (projet 'Smart Lifting Surfaces' de l'Institut Carnot ARTS). Sous certains régimes d'écoulement, les surfaces portantes de types hydrofoils, hydroliennes et hélices sont en effet soumises à des phénomènes vibratoires d'interaction fluide-structure qui conduisent, d'une part, à une diminution de la durée de vie par fatigue et, d'autre part, à une diminution de la discrétion acoustique. La compréhension physique des phénomènes de vibration sous écoulement, ainsi que la modification de la dynamique de la structure dans l'objectif d'une réduction de ces vibrations, présentent donc un fort intérêt opérationnel et font l'objet de cette étude. Ce papier présente plus spécifiquement une stratégie de contrôle dynamique de la structure visant à réduire l'amplitude vibratoire par un couplage piézoélectrique. Nous nous intéressons dans cette étude à une structure équipée de patchs piézoélectriques capables de convertir une partie de l'énergie vibratoire en énergie électrique. On considère ici un shunt piézoélectrique résonant purement passif constitué d'une inductance et d'une résistance. Une analyse numérique et expérimentale préalable de la dynamique de l'hydrofoil permet d'extraire les fréquences de résonance à contrôler et les déformées modales associées. Ces données permettent de guider les choix de conception des circuits électriques et le placement des patchs piézoélectriques. Les vibrations de la structure sont mesurées en air et sous écoulement hydrodynamique pour différents régimes d'écoulement.

Mots clefs : Vibration sous écoulement ; contrôle dynamique ; shunts piézoélectriques

1 Introduction

La croissance récente du marché des navires rapides sur hydrofoil, tels que les ferrys à passagers ou les voiliers de course, a entraîné un regain d'intérêt pour, d'une part, la compréhension physique du comportement vibratoire des surfaces portantes légères et flexibles soumises à de fortes interactions fluide-structure, et, d'autre part, pour l'amortissement de ces vibrations. Ces phénomènes de vibration fluide-structure peuvent en effet conduire à une forte augmentation de l'amplitude vibratoire lorsqu'il y a coïncidence entre une fréquence propre de la structure et une fréquence d'excitation hydrodynamique.

Il s'ensuit une diminution de la discrétion acoustique (*e.g.* phénomènes de sifflement de foils), ainsi qu'une diminution de la durée de vie de la structure par fatigue [3,7]. Il est donc particulièrement intéressant de chercher à réduire l'amplitude vibratoire des surfaces portantes marines. A ce sujet, plusieurs études ont théorisé puis démontré l'efficacité d'une stratégie de contrôle dynamique de réduction des vibrations d'une structure par couplage piézoélectrique. En particulier, les références [5,8] ont utilisé un shunt piézoélectrique résonant, c'est-à-dire constitué d'une inductance et d'une résistance, pour contrôler les vibrations d'une structure en air. La recherche académique se tourne donc maintenant vers l'application de cette solution de contrôle en eau [4]. Ce travail présente la conception et la réalisation d'un premier prototype expérimental d'amortissement vibratoire par shunt piézoélectrique résonant. Nous présentons dans un premier temps la méthode de réglage des composants électriques du shunt (inductance et résonance) à partir des fréquences propres en circuit ouvert et en circuit fermé du mode à contrôler. La performance de la solution de contrôle est évaluée à l'aide d'un coefficient de couplage également caractérisé par les fréquences propres en circuit ouvert et en circuit fermé. Nous présentons ensuite un cas d'application sur une plaque plane en aluminium.

2 Principe du contrôle par shunt piézoélectrique résonant

L'amortissement vibratoire d'une structure par couplage piézoélectrique consiste à convertir une partie de l'énergie mécanique vibratoire en énergie électrique, qui est ensuite dissipée au travers d'une résistance R . Par ailleurs, l'ajout d'une inductance L au circuit électrique permet de créer une résonance électrique qui, lorsqu'elle est ajustée sur la résonance mécanique à contrôler, vient augmenter le transfert d'énergie entre les milieux électriques et mécaniques : le shunt piézoélectrique résonant passif ainsi obtenu se comporte alors similairement à un amortisseur à masse accordée [5]. La Figure 1 présente l'équivalent mécanique uni-modal d'un shunt piézoélectrique résonant connecté en parallèle d'un système masse-ressort de masse m et de raideur K auquel est appliquée une force F : U représente le déplacement de la masse, q représente le déplacement de charge électrique, C la capacité du patch piézoélectrique, et e est le coefficient piézoélectrique global (en N/V).

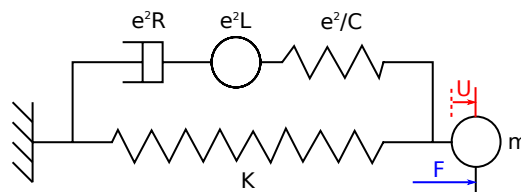


Figure 1. Modélisation d'une structure couplée à un shunt piézoélectrique résonant

Deux conditions électriques peuvent être considérées à partir de ces modèles équivalents, et pour chacune de ces conditions il existe une fréquence propre du système. La première condition est dite en « court-circuit » et correspond à une tension nulle aux bornes du patchs piézoélectrique et à une fréquence propre ω_{sc} . La deuxième condition est dite en « circuit ouvert » et correspond à un déplacement de charges électriques nul ($q=0$) et à une fréquence propre ω_{oc} . La référence [8] montre que l'efficacité de cette solution de contrôle dynamique en termes de réduction de l'amplitude vibratoire dépend uniquement du coefficient de couplage k_c défini par (1).

$$k_c = \sqrt{\frac{\omega_{oc}^2 - \omega_{sc}^2}{\omega_{sc}^2}} \quad (1)$$

De plus, la résonance électrique du shunt est accordée sur la fréquence propre mécanique du mode à contrôler par l'intermédiaire des composants L et R constituants le shunt résonant, pour lesquels il existe un réglage optimal défini par (2) et (3), [8].

$$L = \frac{I}{C\omega_{oc}^2} \quad (2)$$

$$R = \sqrt{\frac{3}{2}} \frac{1}{C\omega_{oc}^2} \quad (3)$$

Par conséquent, le contrôle vibratoire d'une structure par un shunt piézoélectrique résonant requiert plusieurs étapes de mise en œuvre : (i) évaluation des fréquences propres du mode à contrôler en circuit ouvert et en court-circuit une fois les patches ajoutés à la structure, (ii) estimation du coefficient de couplage et (iii) réglage de la résonance électrique du shunt par l'intermédiaire des composants R et L sur la fréquence propre mécanique d'intérêt.

3 Protocole expérimental

Nous avons appliqué la méthode décrite ci-dessus au cas d'une plaque en aluminium immergée en eau et équipée de patches piézoélectriques. Nous présentons dans cette partie le tunnel hydrodynamique, les techniques expérimentales utilisées, ainsi que la géométrie et les matériaux du prototype réalisé et testé.

3.1 Tunnel hydrodynamique et capteurs

Une vue schématique du tunnel hydrodynamique est proposée sur la Figure 2. Celui-ci comporte une veine d'essais numérotée (1) de 1m de long et de section carrée 0.192 m, dans laquelle il est possible de disposer divers obstacles, et de réaliser des mesures et des observations grâce aux panneaux latéraux en verre. L'écoulement circule de la droite vers la gauche. Une série de dispositifs permet par ailleurs de régler l'écoulement présent dans la veine à des vitesses incidentes comprises entre 0 m/s et 15 m/s ainsi qu'à des pressions de 0.1 bar à 3 bars, soit des nombres de cavitation de 0.3 à 50. Deux nids d'abeille notés (5) placés avant le convergent permettent quant à eux d'homogénéiser la turbulence dans l'écoulement à un taux d'environ 2%. Les mesures de vibrations sont réalisées en plaçant un vibromètre laser à balayage à effet Doppler PSV-400 de Polytec au-dessus de la structure. Un deuxième vibromètre monopoint est placé en dessous de la structure, afin de servir de référence de phase pour permettre de reconstruire les déformées modales. Pour plus de détails concernant le matériel et les techniques expérimentales utilisées, le lecteur est invité à se référer à [2].

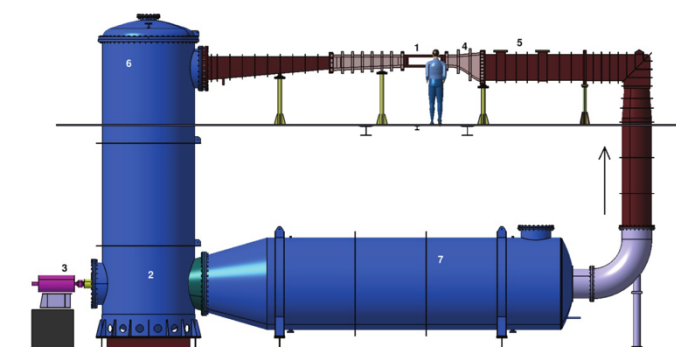
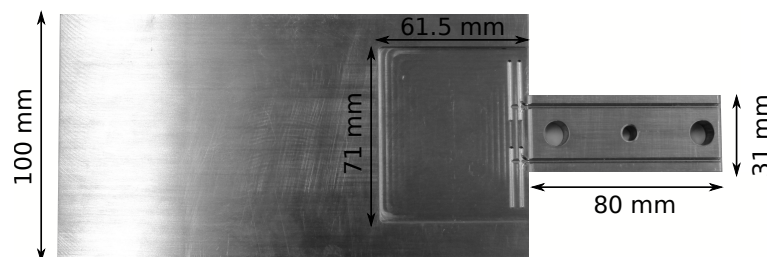


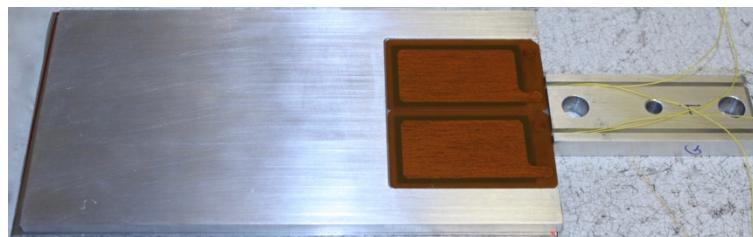
Figure 2. Vue schématique du tunnel hydrodynamique de l'IRENav, figure extraite de [3]

3.2 Géométrie et matériaux

La géométrie considérée dans cette étude est une plaque plane en aluminium 5083 équipée de quatre patchs piézoélectriques. La plaque plane présente une géométrie rectangulaire de 100 mm de largeur et de 191 mm de longueur pour une épaisseur de 6 mm. La plaque plane est par ailleurs prolongée à l'une de ses extrémités par un bloc parallélépipédique en aluminium de 80 mm de longueur, 10 mm d'épaisseur et de 31 mm de largeur, ainsi qu'illustré sur la Figure 3a. Ce prolongement permet d'encastrer la plaque dans la veine d'essais à l'aide d'un pied de profil constitué de deux cylindres concentriques en acier, qui est monté sur un moteur permettant de régler l'angle d'incidence de la plaque. Par ailleurs, une partie des essais d'effectuant en eau, il est primordial d'assurer une continuité de la surface de la plaque pour éviter tout forçage de l'écoulement. Par conséquent, deux poches sont usinées de part et d'autre de la plaque, dans lesquelles les patchs piézoélectriques sont collés avec de la colle epoxy, à raison de deux patchs adjacents par côté (voir sur la Figure 3b). Le collage de ces patchs piézoélectriques dans les poches de la plaque se fait sous une bâche à vide, puis une couche de paraffine est ajoutée au-dessus des patchs afin combler la profondeur résiduelle de la poche. Chaque patch est équipé de deux électrodes, une de chaque côté du patch, qui comportent une soudure avec une sortie de câble. Des rigoles sont également usinées dans la poche et au niveau du prolongement (visibles sur la Figure 3a) afin de permettre le passage des câbles depuis les électrodes vers les composants du circuit électrique de contrôle. La Figure 4 présente un des patchs piézoélectriques utilisé : il s'agit de céramiques PIC255 pré-contraintes, commercialisées par le fabricant PI, dans lesquelles le matériau piézoélectrique (rectangle noir) est encapsulé. Les dimensions du patch sont de 61 mm de longueur, 35 mm de largeur et 0.8 mm d'épaisseur, pour une partie piézoélectrique de 50 mm de longueur, 30 mm de largeur et 0.5 mm d'épaisseur.



(a)



(b)

Figure 3. Vues de la plaque aluminium (a) sans les patchs piézoélectriques et (b) avec les patchs piézoélectriques collés dans la poche et les câbles visibles.

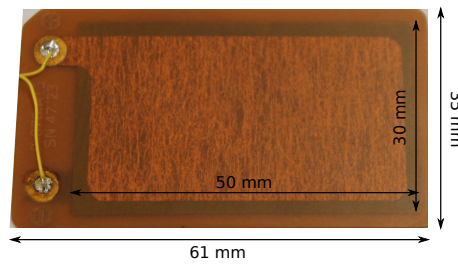


Figure 4. Céramique encapsulée contenant le matériau piézoélectrique (rectangle noir) recouvert d'une électrode et soudures pour les sorties de câbles

4 Résultats

4.1 Essais en eau sous écoulement

Une première série d'essais est réalisée avec la plaque placée en eau à une incidence de 0° , et des vitesses d'écoulement incident variant de 1 m/s à 10.5 m/s, soit des nombres de Reynolds modérés de 10^5 à 1.05×10^6 . L'objectif de cette première série d'essais est de caractériser le comportement vibratoire de la structure sous écoulement pour en déduire les fréquences propres d'intérêt à contrôler avec le shunt piézoélectrique résonant, ce qui permet de guider les choix de conception du circuit électrique (valeurs d'inductance et de résistance), ainsi que détaillé dans la partie 2. Par conséquent, les patches piézoélectriques sont inactifs dans cette série d'essais. La Figure 5 présente les spectres sous écoulement de la plaque pour les différentes vitesses d'écoulement incident considérées. Nous pouvons observer un phénomène d'interaction forte entre les fréquences propres de la structure en eau et les fréquences d'excitation hydrodynamique dues aux lâchers tourbillonnaires de Von Kármán [1, 6, 7, 9]. En effet, nous observons le premier mode de flexion en eau caractérisé par un pic autour de 26 Hz, puis une série de pics qui glissent vers les hautes fréquences lors de l'augmentation du nombre de Reynolds, jusqu'à coïncider avec le premier mode de torsion en eau, autour de 174 Hz. La coïncidence de fréquences entre le premier mode de torsion et les fréquences de lâchers tourbillonnaires entraîne une forte augmentation de l'amplitude vibratoire.

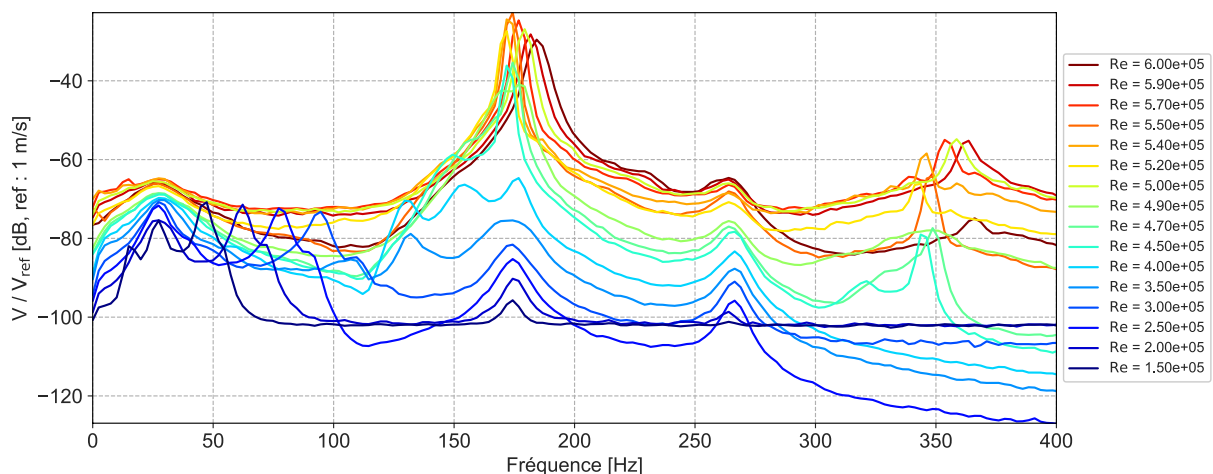


Figure 5. Spectres sous écoulement pour différents nombres de Reynolds

La Figure 6a reprend les spectres sous écoulement sous la forme d'un diagramme fréquence-Reynolds, ce qui permet de mettre en évidence l'évolution linéaire de la fréquence d'excitation hydrodynamique avec le nombre de Reynolds, et donc la vitesse de l'écoulement incident. Cette évolution linéaire est

donnée par (4) pour un nombre de Strouhal constant proche de 0.2 en présence de lâchers tourbillonnaires (d correspond à l'épaisseur de la plaque) [6].

$$Sh = \frac{f_{excitation} d}{U_0} \quad (4)$$

Nous pouvons cependant observer une zone pour laquelle cette relation linéaire n'est plus respectée, pour des nombres de Reynolds entre 4×10^5 et 6×10^5 : les fréquences d'excitation dans cette zone gardent une valeur constante de 174 Hz, malgré l'augmentation du nombre de Reynolds. Il s'agit ici du phénomène d'accrochage fréquentiel autour du premier mode de torsion : le sillage tourbillonnaire turbulent de Von Kármán ne respecte plus sa dynamique propre (4), mais s'organise autour de la fréquence propre de la structure [6, 9]. Finalement, la Figure 6b reprend l'évolution des fréquences d'excitation hydrodynamique en fonction de la vitesse, ainsi que la loi d'évolution à nombre de Strouhal constant de 0.194 : on confirme ainsi l'existence de lâchers tourbillonnaires ainsi que le phénomène d'accrochage fréquentiel autour du premier mode de torsion, et l'évolution suivant la dynamique de Von Kármán en dehors de cette zone.

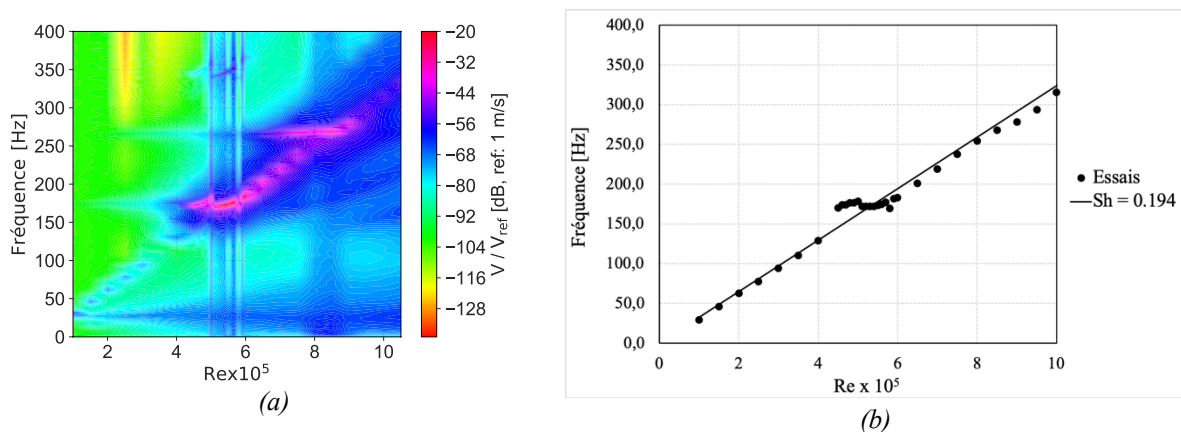


Figure 6. (a) Diagramme Reynolds- Fréquence équivalent aux spectres de la Figure 5 (b), et (b) Evolution de la fréquence de lâchers tourbillonnaires en fonction de la vitesse U_0 et courbe à nombre de Strouhal Sh constant

4.2 Essais en air et en eau sans écoulement

La première série d'essais a montré l'existence d'une interaction forte entre, en particulier, le premier mode de torsion en eau et les fréquences d'excitation hydrodynamique dues aux lâchers tourbillonnaires de Von Kármán. Cette interaction forte se traduisant par une forte augmentation de l'amplitude vibratoire, il est intéressant d'appliquer la solution de réduction de l'amplitude vibratoire par shunt piézoélectrique résonant décrite en partie 2 au premier mode de torsion. L'objectif est de parvenir à amortir le phénomène d'interaction forte en contrôlant uniquement la fréquence de résonance, et non en reproduisant le glissement en fréquence avec le nombre de Reynolds sur la solution de contrôle. Pour cela, une deuxième série d'essais est effectuée dans un premier temps en air puis en eau sans écoulement, afin d'évaluer la solution de contrôle dans un cas simplifié. En l'absence d'écoulement, l'excitation vibratoire de la structure est générée en utilisant l'effet piézoélectrique inverse sur un des patches, c'est-à-dire en imposant une tension électrique aux bornes de l'un des patches par un générateur de fonction, ce qui permet d'entraîner la structure en vibration par couplage électromécanique. Les trois autres patches sont pour le moment maintenus inactifs. Cette méthode présente l'avantage de pouvoir obtenir les réponses en fréquence (FRF) du système plaque en air et plaque en eau puisque l'on connaît cette fois l'entrée (tension aux bornes du patch) et la sortie (vitesse mesurée par le vibromètre laser), contrairement

aux cas sous écoulement pour lesquels l'entrée (excitation due au fluide) n'est pas connue. Nous appliquons donc une excitation par sinus balayé aux bornes de l'un des patchs, ce qui permet de balayer l'intégralité de la bande de fréquences entre 1 Hz et 100 Hz. La Figure 7a présente l'allure du signal temporel d'excitation, et la Figure 7b présente les réponses temporelles correspondantes en air et en eau de la plaque. Les réponses en fréquence correspondantes sont quant à elles données sur la Figure 8, ce qui permet de quantifier les effets de masse ajoutée, également repris dans la Table 1, qui sont conséquents, de l'ordre de 60% de réduction des fréquences propres.

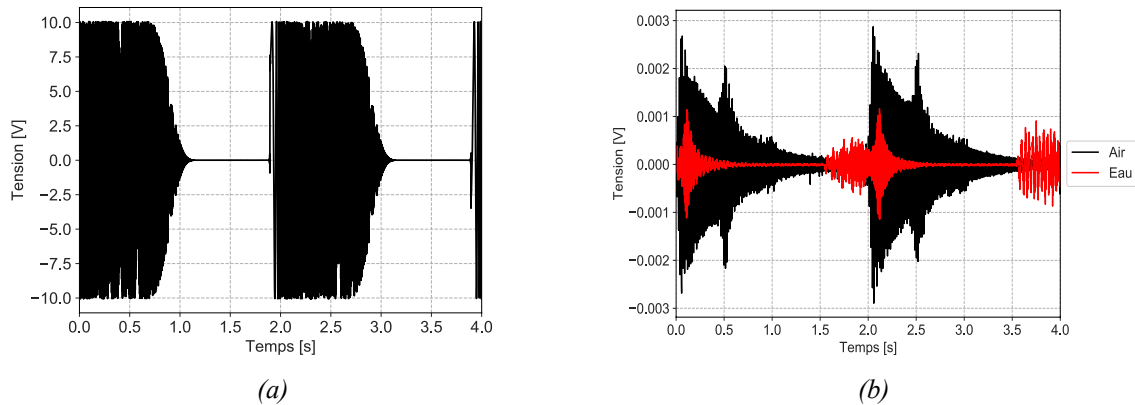


Figure 7. Signaux temporels (a) de l'excitation par sinus balayé et (b) de la réponse vibratoire de la structure en air et en eau sans écoulement

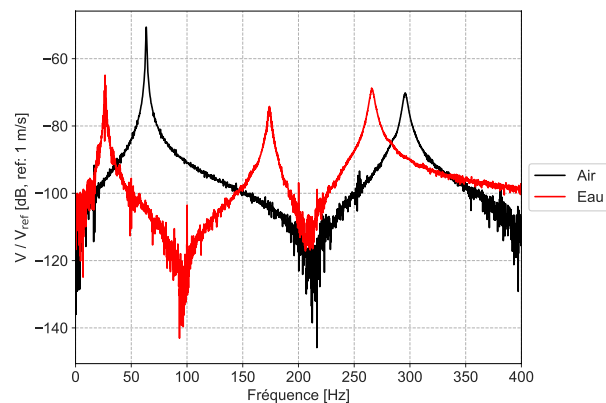


Figure 8. Réponses en fréquence en air et en eau sans écoulement

Table 1. Comparaison des trois premières fréquences propres en air et en eau sans écoulement

| | Flexion 1 | Torsion 1 | Flexion 2 |
|----------------|-----------|-----------|-----------|
| f_{air} [Hz] | 63.3 | 295.9 | - |
| f_{eau} [Hz] | 26.4 | 174.1 | 265.6 |
| $\% f_{air}$ | 58.3 | 41.2 | - |

Finalement, des essais de contrôle vibratoire ont été réalisés sans écoulement en maintenant l'excitation par sinus balayé aux bornes de l'un des patchs et en activant les autres patchs, mais les niveaux de couplage obtenus par l'évaluation des fréquences propres en court-circuit et en circuit ouvert sur un patch (de l'ordre de 3% sur le premier mode de torsion) n'ont pas permis d'observer une réduction notable de l'amplitude vibratoire. Le faible niveau de couplage observé s'explique, d'une part par un problème d'étanchéité survenu au niveau des câbles, et d'autre part par un placement des patchs peu adapté au contrôle du premier de torsion. Deux solutions sont possibles pour pallier cette difficulté. La

première consiste à adapter la géométrie des patchs piézoélectriques, par exemple en réduisant la taille des patchs, afin d'assurer un meilleur positionnement des patchs pour le contrôle du mode de torsion. La deuxième consiste, au contraire, à garder la même géométrie des patchs mais à modifier la géométrie de la plaque, par exemple en réduisant la longueur de la plaque de 191 mm à 100 mm, afin de rehausser le premier mode de flexion pour lequel les coefficients de couplage sont plus favorables, et de venir contrôler le premier mode de flexion. La deuxième solution est actuellement à l'étude.

5 Conclusion

Ce travail présente la conception et la réalisation d'un premier prototype de contrôle vibratoire d'une structure immergée par shunt résonant piézoélectrique, sous la forme d'une plaque en aluminium équipée de quatre patchs piézoélectriques et testée dans une configuration encastree-libre. Cette étude a également porté sur (i) la caractérisation du comportement vibratoire de la structure en eau sous écoulement et (ii) l'évaluation des performances de la solution de contrôle en air et en eau sans écoulement. La caractérisation préalable du comportement vibratoire de la structure est en effet nécessaire pour déterminer les fréquences propres en court-circuit et en circuit ouvert, afin d'évaluer le coefficient de couplage et de régler les composants d'inductance et de résistance du shunt piézoélectrique. Les résultats mettent en évidence un phénomène d'interaction forte entre les fréquences propres de la structure et les fréquences d'excitation hydrodynamiques dues aux lâchers tourbillonnaires de Von Kármán dans le sillage turbulent : les fréquences d'excitation hydrodynamique évoluent linéairement avec le nombre de Reynolds suivant un Strouhal constant de 0.194, à l'exception d'une zone d'accrochage fréquentiel autour du premier mode de torsion. Dans cette zone d'accrochage fréquentiel, le sillage turbulent se réorganise autour de la fréquence propre du premier mode de torsion de la structure. Une méthode originale d'obtention des réponses en fréquence (FRF) en eau sans écoulement de la structure a également été mise en œuvre en excitant celle-ci par couplage électromécanique en imposant une tension aux bornes d'un des patchs piézoélectriques. En revanche, les coefficients de couplage obtenus lors de ces premiers essais sont trop faibles pour observer une réduction notable de l'amplitude vibratoire, en particulier en raison d'un placement des patchs piézoélectriques non optimal. De nouveaux essais sont en cours de réalisation avec une structure modifiée pour assurer un meilleur placement des patchs piézoélectriques. Une comparaison numérique / expérimentale est également à l'étude afin de pouvoir estimer numériquement les coefficients de couplage avant les essais en eau.

Références

- [1] W.K. Blake, Excitation of Plates and Hydrofoils by Trailing Edge Flows, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1984
- [2] F. Gaugain, Analyse expérimentale et simulations numériques de l'interaction fluide-structure d'un hydrofoil élastique en écoulements subcavitant et cavitant, Thèse, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2013
- [3] A. Lelong, P. Guiffant, J.-A. Astolfi, An Experimental Analysis of the Structural Response of Flexible Lightweight Hydrofoils in Cavitating Flow, Journal of Fluids Engineering, 2018, volume 2
- [4] C. Li, E.J. Chae, Y.L. Young, X. Wang, S. Alben, Passive Vibration Control of Flexible Hydrofoils Using Piezoelectric Material, Fourth International Symposium on Marine Propulsors (SMP'15), Austin, Texas, USA, 2015

- [5] B. Lossouarn, M. Aucejo, J.-F. Deü, B. Multon, Sensors and Actuators A: Physical Design of inductors with high inductance values for resonance piezoelectric damping, Sensors and Actuators A. Physics, 2017, volume 269, pp. 68-76
- [6] E. Naudascher, D. Rockwell, Flow-induced vibrations: An engineering guide, Dover Publications Inc., 2005
- [7] M.C. Reese, Vibration and damping of hydrofoils in uniform flow, Thèse, The Pennsylvania University, 2010
- [8] O. Thomas, J. Ducarne, J.-F. Deü, Performance of piezoelectric shunts for vibration, Smart Materials and Structure, 2012, volume 21
- [9] A. Zobeiri, Effect of Hydrofoil Trailing Edge Geometry on Wake Dynamics, Thèse, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2012