

# Banc de caractérisation de récupérateurs d'énergie vibratoire : Application sur dispositif piézoélectrique pour l'alimentation de capteurs communicants sans fil.

Florian Huet<sup>1</sup>, Vincent Boitier<sup>1,2</sup>  
[florian.huet@laas.fr](mailto:florian.huet@laas.fr), [vincent.boitier@laas.fr](mailto:vincent.boitier@laas.fr)

<sup>1</sup> CNRS, LAAS, 7 Avenue du colonel Roche, F-31400 Toulouse, France

<sup>2</sup> Université Paul Sabatier, Route de Narbonne, F-31330 Toulouse, France

**RESUME :** La caractérisation électromécanique des systèmes dynamiques utilisés pour la récupération d'énergie vibratoire est souvent complexe et fastidieuse. Dans cet article, nous présentons un banc de test contrôlé par un ordinateur, permettant de piloter automatiquement la fréquence et l'accélération d'un pot vibrant, la résistance électrique de charge et de relever la tension électrique délivrée par un générateur piézoélectrique. Les instruments sont pilotés avec Matlab en utilisant le langage SCPI des appareils. Les résultats des mesures permettent de valider le comportement du récupérateur d'énergie pour un environnement donné. Certains phénomènes et des paramètres de modélisation du système étudié peuvent être identifiés. Ce banc de test est accessible aux laboratoires, mais également pour des étudiants voulant connaître les performances détaillées d'un dispositif de récupération d'énergie vibratoire, dans le cadre de projet sur l'alimentation de capteurs communicants sans fil.

**Mots clés :** Banc de test automatisé, asservissement en accélération, générateur piézoélectrique.

## 1 INTRODUCTION

Le développement de l'IoT (Internet of Things) dans les secteurs industriels, du transport et de la santé est en émergence. Le besoin de connaître des informations en tout point d'un système devient une nécessité pour améliorer sa maîtrise. L'intégration de capteurs communicants sans fil est une des solutions envisagées. Cependant, l'autonomie énergétique de ces derniers freine leurs déploiements [1-2]. De nombreuses solutions exploitant la récupération d'énergie ambiante sont en développement. La nature de l'énergie récupérée dépend de l'environnement de la zone à instrumenter. Il est possible de récupérer de l'énergie thermique, solaire, vibratoire et bien d'autres [3]. Le développement de solution de récupération d'énergie passe par une phase de caractérisation pouvant être complexe afin d'identifier le comportement électromécanique d'un système considéré.

Dans cet article, nous nous concentrons sur la caractérisation de générateurs dynamiques piézoélectriques pour la récupération d'énergie vibratoire (vibration energy harvester ou VEH). Cette méthode peut être étendue à des dispositifs électrostatiques ou électromagnétiques. Cette phase de caractérisation est cruciale et nécessite une précision accrue pour mettre en évidence des événements particuliers, comme un ou plusieurs points de fonctionnement optimum ou des comportements non-linéaires. Ceci se traduit par de nombreuses mesures répétitives et chronophages.

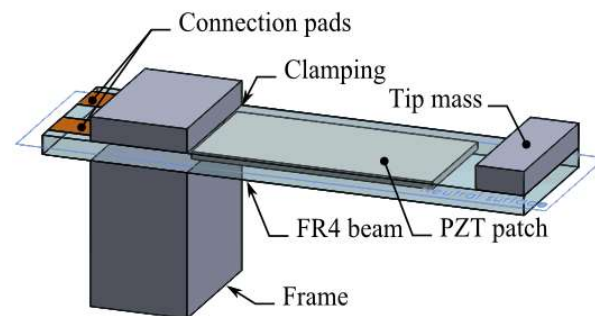
Cet article propose également un banc de caractérisation électromécanique automatisé et asservi pouvant être utilisé en laboratoire de recherche, mais égale-

ment dans le cadre de projet étudiant. Son développement a été réalisé dans le cadre de projet sur la récupération d'énergies ambiantes par des étudiants en dernière année du parcours ingénieur de l'INSA de Toulouse sur une durée de 24 h réparties sur 2 mois.

## 2 GENERATEUR PIEZOELECTRIQUE

### 2.1 Architecture

Dans cet article, nous proposons de caractériser un dispositif courant de la récupération d'énergie vibratoire au comportement linéaire : une poutre encastrée-libre [4-5]. Ce système est représenté par la figure suivante (*fig. 1*) :



*fig. 1 : Architecture du générateur piézoélectrique*

Cette structure consiste à encastrier une poutre piézoélectrique à l'une de ses extrémités et à laisser libre la seconde. Le côté libre peut accueillir une masse inertielle afin d'ajuster le comportement mécanique. Les vibrations sont transmises de la source d'excitation à la

poutre par l'intermédiaire d'un châssis rigide. Les vibrations créent des sollicitations de type flexion dans la poutre. Lorsque la poutre est déformée mécaniquement, des contraintes de tractions et de compressions se créent de part et d'autre d'une surface neutre se situant dans l'épaisseur, et, plus particulièrement au centre dans le cas d'une poutre homogène. La poutre utilisée est une poutre piézoélectrique du commerce PPA-1014 produite par MIDE [6]. Elle est composée d'une superposition solidaire de couches de FR4, d'électrodes de cuivre et d'une zone active piézoélectrique de PZT-5H. Les épaisseurs des différentes couches sont sélectionnées afin d'obtenir une surface neutre située à proximité de la couche de PZT et de manière à obtenir seulement des contraintes de tractions ou de compressions dans le matériau électro actif. Cette structure est de type unimorphe [7]. Les électrodes de cuivre permettent d'extraire les charges créées par la déformation de la poutre. Ces charges peuvent être transférées vers un espace de stockage par l'intermédiaire d'un circuit d'extraction pour ainsi pouvoir alimenter un capteur communicant sans fil. Dans le cas présent, la caractérisation concerne seulement la partie génératrice. En connectant aux bornes de l'élément piézoélectrique une résistance de charge, cela permet de connaître la puissance dissipée dans cette dernière. En faisant varier la fréquence d'excitation et la valeur de résistance de charge, il est possible de connaître les conditions requises pour une exploitation optimale d'un tel générateur.

## 2.2 Modélisation

Les générateurs piézoélectriques linéaires peuvent être modélisés par un système linéaire masse/resort/amortisseur soumis à une sollicitation mécanique extérieure. Ce système peut être représenté schématiquement par la figure 2.

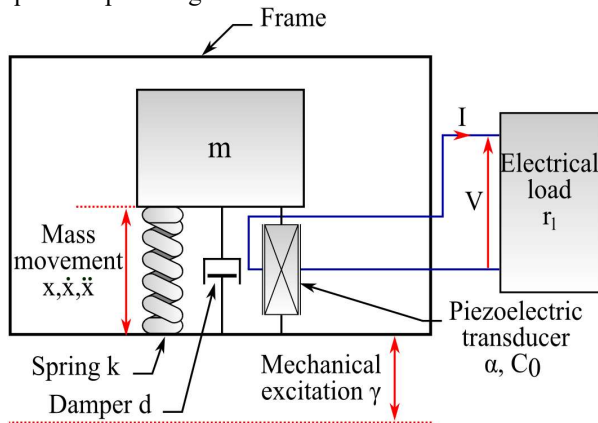


fig. 2 : Modélisation du générateur piézoélectrique linéaire

La mise en équation d'un tel système nous permet d'écrire les relations électromécaniques dynamiques couplées suivantes :

$$m\ddot{y} = m\ddot{x} + d\dot{x} + kx + \alpha V \quad (eq. 1)$$

$$I = \alpha \dot{x} - C_0 \dot{V} \quad (eq. 2)$$

L'équation 1 régit le comportement mécanique, où l'on retrouve les variables temporelles  $\ddot{x}$ ,  $\dot{x}$  et  $x$  respectivement l'accélération, la vitesse et le déplacement de la masse sismique.  $\gamma$  correspond à l'accélération de la sollicitation extérieure et  $V$  la tension aux bornes de l'élément piézoélectrique.  $m$  correspond à la valeur de la masse dynamique,  $d$  l'amortissement et  $k$  la raideur du système. On retrouve également le coefficient de couplage électromécanique  $\alpha$ . La normalisation de cette relation (eq. 1) par rapport à la masse dynamique du système permet d'obtenir une nouvelle relation (eq. 3):

$$\begin{aligned} \gamma &= \ddot{x} + \frac{d}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x + \frac{\alpha}{m}V \\ &= \ddot{x} + 2\xi\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x + \frac{\alpha}{m}V \end{aligned} \quad (eq. 3)$$

On retrouve la pulsation propre du système  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$  ainsi que le taux d'amortissement  $\xi = 1/2Q$  qui est inversement proportionnel au facteur de qualité ( $Q$ ). Dans ce cas, l'amortissement prend en compte l'ensemble des dissipations. La fréquence du premier mode de résonance du système dépend alors de la pulsation propre du système et des effets de l'amortissement :

$$f_1 = \frac{\omega_0}{2\pi} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2Q}\right)^2} \quad (eq. 4)$$

Au vu de l'équation 4, plus l'amortissement est faible ( $Q$  est important), alors l'écart entre la fréquence naturelle et la fréquence de résonance du premier mode sera faible. L'équation 2 définit le comportement électrique qui dépend du produit de la vitesse de la masse sismique et du couplage électromécanique.  $I$  est le courant créé par le générateur et peut s'écrire également comme le rapport de la tension  $V$  sur la résistance de charge  $r_l$ . Le courant créé est réduit par le produit de la capacité électrique ( $C_0$ ) de l'élément piézoélectrique et de la dérivée temporelle de la tension  $\dot{V}$ . La puissance maximale théorique ( $P_{max}$ ) est décrite par la relation suivante [8] :

$$P_{max} = \frac{\alpha^2}{4C_0} \omega x_{max}^2 \quad (eq. 5)$$

Pour maximiser les performances, plusieurs stratégies peuvent être employées. La première consiste à optimiser le couplage électromécanique traduisant ainsi la manière dont le matériau piézoélectrique est contraint. Cependant, ce couplage est intrinsèque à la structure même de la poutre. La seconde stratégie est de faire correspondre la fréquence de résonance à la fréquence d'excitation pour deux raisons. La première est décrite par l'équation 5 qui montre l'importance de l'amplitude

maximale de déplacement ( $x_{max}$ ) dans les performances électriques. La seconde provient de la bande passante restreinte qui est un trait caractéristique des solutions linéaires faiblement amorties. Lorsque l'on s'éloigne de la résonance, les performances s'écroulent drastiquement. Le choix de la résonance passe donc essentiellement par le rapport de la raideur mécanique et de la masse dynamique. La raideur mécanique d'une poutre dépend des propriétés matériaux et de la géométrie de la structure. La masse est composée d'une masse intrinsèque à la structure et d'une masse ajoutée. Il est également intéressant que le générateur puisse dissiper son énergie dans un système dont son impédance correspond à l'impédance optimale du générateur ( $r_{opti} = 1/C_0\omega_0$ ). Pour dimensionner ces éléments, il est alors important de connaître correctement la source d'excitation du système.

### 2.3 Source de sollicitation mécanique

De nombreuses sources de vibration sont disponibles dans des environnements industriels ou domestiques [9]. Les sources répertoriées ont des niveaux d'accélération allant de 0.1 m/s<sup>2</sup> à 2 m/s<sup>2</sup> pour des fréquences faibles inférieures à 200 Hz. Cependant, nous proposons d'exploiter une source provenant d'un site industriel, plus particulièrement d'un groupe motopompe. La transformée de Fourier des signaux temporels d'accélération tridimensionnelle prélevés sur site sont représentés sur la figure 3.

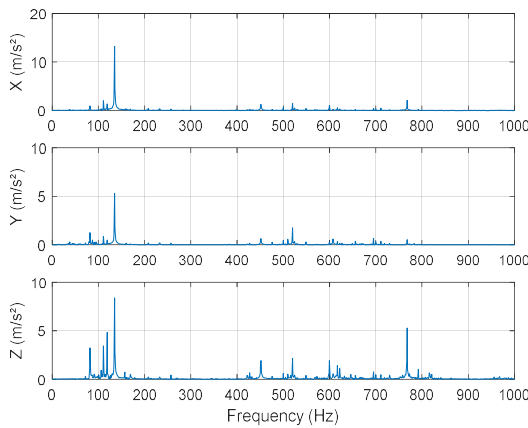


fig. 3 : FFT des signaux d'accélération triaxiale

La complexité du signal de ce cas concret nous montre la difficulté de dimensionner un dispositif de récupération d'énergie vibratoire résonant à une fréquence bien définie. Dans ce cas, nous avons choisi de dimensionner la poutre pour obtenir une fréquence de résonance de 136 Hz qui correspond à la fréquence prépondérante sur l'axe X de l'accéléromètre (axe perpendiculaire à l'axe de la pompe). L'accélération à ce niveau de fréquence est de 14 m/s<sup>2</sup>, ce qui permet de transmettre une énergie non négligeable à la masse sismique du générateur et ainsi de produire suffisamment de puissance

électrique pour alimenter un capteur basse consommation. Le banc de test présenté dans ce document doit garantir une accélération constante afin de représenter fidèlement la source du site industriel.

## 3 BANC DE TEST CONSIDERE

### 3.1 Matériel nécessaire et interaction

Dans le cadre de la réalisation du banc de test asservi en accélération, nous avons utilisé les éléments suivants :

- Un oscilloscope Agilent DSO-X 3014A avec fonction GBF
- Une boîte de résistance programmable MEATEST M642
- Un pot vibrant Brël & Kjaer LDS V201
- Un amplificateur de puissance
- Un accéléromètre PCB PIEZOTRONICS 333B32
- Un conditionneur de signal à gain programmable
- Un ordinateur avec MATLAB et la toolbox Instrument control

Ces différents éléments sont représentés par la figure 4 et le câblage associé par la figure 5.

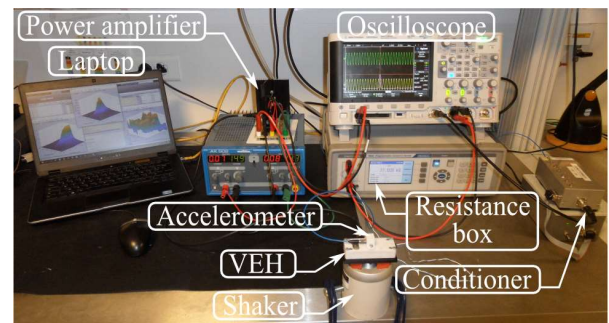


fig. 4 : Photographie du banc de test

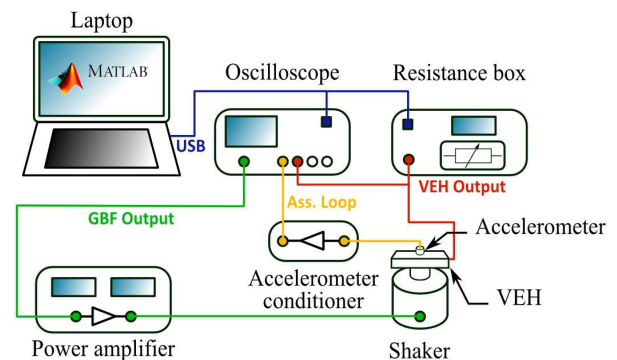


fig. 5 : Câblage du banc de test

L'ordinateur pilote les différents appareils programmables et récupère les données mesurées par l'oscilloscope. Le lien est assuré par connexion USB et la programmation par langage SCPI (Standard Commands for Programmable Instruments). L'oscilloscope a le rôle

de carte de pilotage pour le GBF intégré et de carte mesure par sa fonction première de mesure de tension. Le GBF permet de piloter la fréquence et l'accélération d'excitation du pot vibrant grâce au réglage de la fréquence et de l'amplitude du signal de tension de sortie. Ce signal est amplifié grâce à l'amplificateur de puissance, afin de mettre en mouvement le pot vibrant. L'accéléromètre situé sur le châssis du générateur permet d'obtenir une contre-mesure de l'accélération par l'intermédiaire du conditionneur connecté sur la voie 1 de l'oscilloscope. On obtient ainsi une boucle fermée d'asservissement nécessaire au maintien des conditions de test. Le générateur est connecté à la résistance de charge sélectionnée dans la boîte de résistance programmable. Une mesure de tension aux bornes de cette dernière est assurée par la voie 2 de l'oscilloscope.

### 3.2 Algorithme d'asservissement en accélération

L'algorithme de pilotage du banc de test est représenté par la figure 6.

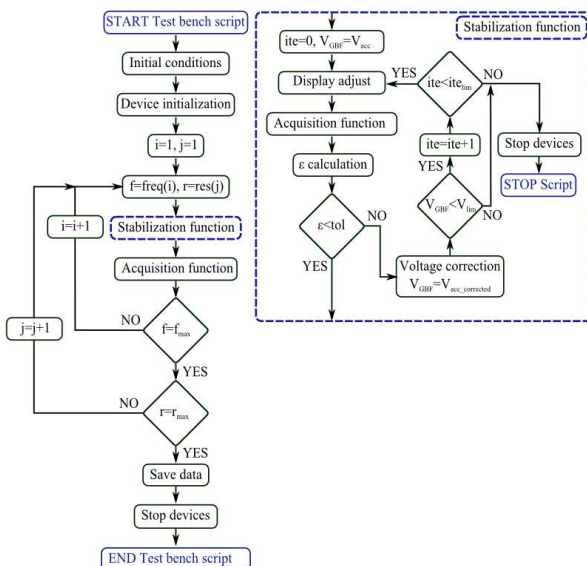


fig.6 : Algorithme d'asservissement en accélération

Le script Matlab débute par la définition des conditions de test comme l'accélération, les plages de balayage en fréquence et en résistance de charge. Les conditions d'asservissement du signal d'accélération sont également établies dans le script. Une séquence d'initialisation des dispositifs programmables prépare ces derniers à la communication des données en créant la connexion et en ajustant les différents paramètres d'affichage et de mesure. Il en est suivi du démarrage des boucles itératives de sélection des valeurs de fréquences et de résistances de charge. Elles débutent par la première valeur des vecteurs de fréquence et de résistance ( $f=freq(i)$  et  $r=res(j)$ ) pour  $i$  et  $j = 1$ ).

Une fonction de stabilisation permet de garantir l'amplitude d'accélération constante pour une fréquence donnée. Cette dernière mesure, par l'intermédiaire d'une fonction d'acquisition, l'amplitude du pic de fréquence de la transformée de Fourier du signal de l'accéléromètre ( $V_{acc}$ ), ce pic correspondant à la fréquence d'excitation et le compare avec la tension théorique cible ( $V_{target}$ ) afin de déterminer l'erreur relative ( $\epsilon$ ). L'équation 6 décrit la relation :

$$\epsilon = \frac{V_{acc} - V_{target}}{V_{target}} \quad (eq. 6)$$

Si l'erreur est supérieure à la tolérance fixée dans les conditions de test ( $\epsilon > tol$ ), alors la tension du GBF est corrigée ( $V_{acc\_corrected}$ ) de manière proportionnelle par rapport à l'écart avec la tension actuelle. Cette loi est définie par la relation suivante (eq. 7) :

$$V_{GBF} = \frac{V_{acc}}{1 - \epsilon} \quad (eq. 7)$$

Pour éviter que le pot vibrant reçoive une tension ( $V_{GBF}$ ) trop importante, ce qui aura pour conséquence de détruire le solénoïde interne, une limite de tension a été définie dans les conditions de test ( $V_{lim}$ ). Un nombre d'itérations limite ( $ite_{lim}$ ) a été également défini afin de ne pas rester dans une boucle infinie lorsqu'il n'y a pas de convergence de la condition de stabilisation. Ces deux sécurités conduisent vers un arrêt des appareils de mesure et du test.

Lorsque l'erreur est inférieure à la tolérance alors la mesure de la tension aux bornes de la résistance de charge peut être réalisée. Le gain de mesure des voies de l'oscilloscope est ajusté en fonction du type de sonde de tension connectée, mais aussi en fonction du gain de l'affichage. Il est alors nécessaire de calculer le bon calibre d'affichage afin d'obtenir un affichage sur l'ensemble de la plage de l'écran et ainsi améliorer la précision des mesures. Tant que la fréquence et la résistance de charge n'atteignent pas les dernières valeurs des vecteurs respectifs, les itérations se poursuivent en faisant varier la valeur de fréquence d'excitation et la résistance de charge. À la suite de ces itérations, les différentes valeurs mesurées sont sauvegardées pour être traitées par la suite, avant l'arrêt des appareils et de l'essai. Le post traitement des données met en évidence les effets liés par la variation de la fréquence d'excitation et la résistance de charge. On obtient ainsi une cartographie de fonctionnement du générateur et les points de fonctionnement optimum.

## 4 VALIDATION EXPERIMENTALE

### 4.1 Caractéristique d'essai

La structure testée par ce banc de test correspond à l'architecture présentée par la figure 1. Elle est com-

posée d'une poutre MIDE PPA-1014 aux caractéristiques géométriques et structurales énoncées dans le tableau 1 ci-après :

Paramètres géométriques		
Longueur	Largeur	Épaisseur
26.5 mm	20.8 mm	0.7 mm
Paramètres de modélisation		
Masse dynamique	Raideur	Capacité
3.7 g	2715.2 N/m	40 nF

tableau 1 : Caractéristiques théoriques du dispositif de test

Le choix de la distance de l'encastrement et de la masse doit permettre d'obtenir une fréquence de résonance théorique (eq. 4) de 136 Hz pour correspondre à l'excitation provenant des relevés de mesures sur site (fig. 3). La poutre MIDE PPA-1014 présente un amortissement faible donc la fréquence de résonance du premier mode sera proche de la fréquence naturelle. Le calcul analytique [10] de la raideur prend en compte la structure multicouche de la poutre. La masse est composée de la masse dynamique naturelle de la poutre, soit 0.7 g et d'une masse ajoutée de 3 g. La résistance optimale théorique est de 29.2 kΩ. Ces valeurs sont théoriques, il est nécessaire de les identifier avec le banc de test.

Les conditions de test sont les suivantes : une accélération en accord avec les mesures sur site de 14 m/s<sup>2</sup> ; un balayage en fréquence sur la plage de 100 Hz à 150 Hz ; le balayage en résistance de charge est défini entre 100 Ω et 800 kΩ. Les balayages sont composés de 25 valeurs réparties de manière logarithmique entre les bornes, ce qui conduit à 625 mesures. La FFT nécessaire à la stabilisation de l'accélération ainsi que la mesure de la valeur efficace de la tension aux bornes de la résistance de charge ont été réalisées sur 50 périodes afin de garantir une précision acceptable. Le nombre d'itérations de stabilisation a été limité à 20.

#### 4.2 Résultats expérimentaux

La figure 7 représente une cartographie de la puissance dissipée dans chaque résistance de charge en fonction des fréquences d'excitation. On peut identifier au sommet du pic de puissance, la fréquence de résonance réelle du dispositif soit 128.8 Hz, ainsi que la résistance optimale de 27.5 kΩ. La puissance maximale que peut fournir ce générateur est de 5.8 mW. Ce relevé nous indique également le facteur de qualité de 37.7, ce qui conforte l'hypothèse d'un amortissement faible mais qui se traduit également par une bande passante restreinte de 3.4 Hz à  $P_{max}/2$ . La capacité électrique de l'élément piézoélectrique est de 44.9 pF.

La figure 8 représente une cartographie de la tension efficace aux bornes de la résistance de charge en fonction de la fréquence d'excitation et de la résistance

de charge. On peut également retrouver la fréquence de résonance. La tension optimale où le rendement du générateur sera le plus favorable, soit à 12.7 V est identifiable à la résistance de charge optimale.

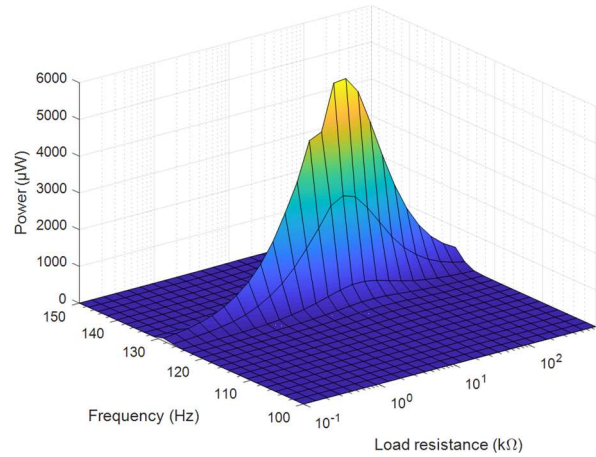


fig. 7 : Puissance du générateur en fonction de la fréquence d'excitation et de la résistance de charge

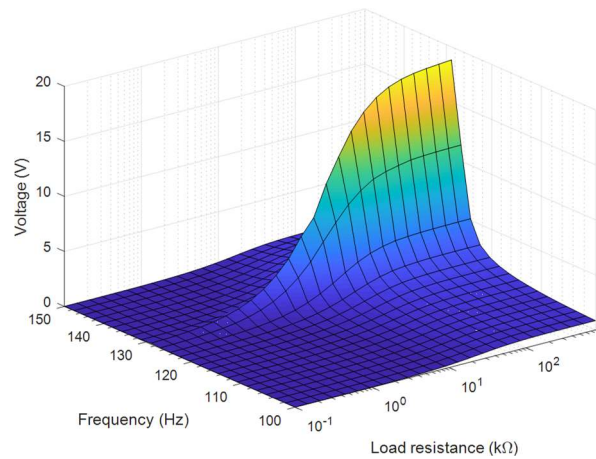


fig. 8 : Tension du générateur en fonction de la fréquence d'excitation et de la résistance de charge

La figure 9 représente l'évolution de l'erreur relative entre la commande de l'accélération et la contre-mesure de cette dernière. On s'aperçoit que le contrôle est efficace et permet d'obtenir une accélération considérée constante, car elle est inférieure à 0.5 %.

La comparaison entre les mesures expérimentales et théoriques est répertoriée dans le tableau 2 suivant :

Attribut	Valeur théorique	Valeur expérimentale	Erreur relative
$f_1$	136 Hz	128.8 Hz	5.29 %
$r_{opti}$	29.2 kΩ	27.5 kΩ	5.82 %
$C_0$	40 nF	44.9 nF	12.25 %

tableau 2 : Comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux

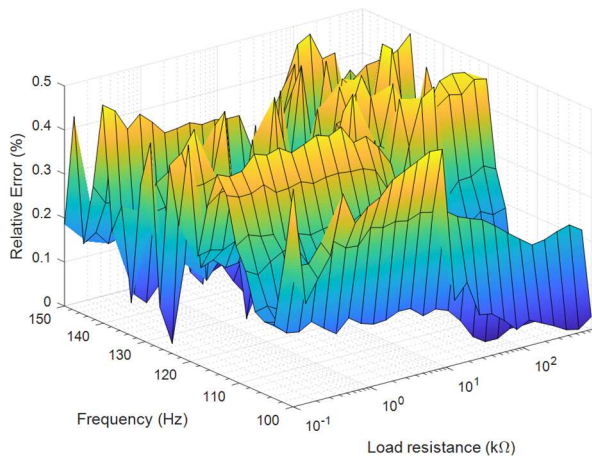


fig.9 : Erreur relative de la commande d'asservissement en accélération

Ces écarts se traduisent principalement par des incertitudes concernant les propriétés du dispositif testé. Le positionnement de la poutre dans l'encastrement agit directement sur la raideur et sur la masse sismique initiale, ceci demandant beaucoup de précision. Cependant, les erreurs sont acceptables, mais la précision sur la fréquence de résonance est primordiale contrairement à celle de la résistance de charge. D'après le figure 7, la puissance du générateur testé est de 0.235 mW à la résistance de charge optimale et à la fréquence du site industriel de 136 Hz. Tandis qu'il est de 5.5 mW à la fréquence de résonance réelle et à la résistance de charge du site industriel. Il faut être alors très précis sur les réglages de raideur et de masse.

## 5 CONCLUSION

Ce banc de test a permis la caractérisation d'un dispositif de récupération d'énergie vibratoire afin de connaître ses performances, ses points de fonctionnement optimum et ses paramètres de modélisation lors de projet sur la récupération d'énergies ambiantes. Certains paramètres de modélisation, comme l'amortissement, ne peuvent être identifiés autrement que par des tests mécaniques. L'asservissement de l'accélération est nécessaire pour garder des conditions de test constantes durant les mesures. L'automatisation des mesures permet une meilleure précision et une meilleure répétabilité des mesures, mais aussi, un gain de temps considérable par rapport à des mesures manuelles. Par exemple, pour obtenir les 625 mesures présentées dans cet article, 30 min suffisent, alors que plusieurs heures sont nécessaires lors d'une campagne de mesures manuelle. Cependant la mise en place et la prise en main par les étudiants nécessitent une à deux semaines de travail.

L'asservissement par contrôle proportionnel a voulu être simple et efficace. Cependant, il peut montrer des limites de stabilité dans certains cas, comme pour de fortes accélérations pouvant engendrer des vibrations parasites dans le système pot vibrant/générateur. Ce contrôle peut être amélioré par un contrôle PID.

Une partie du matériel employé peut être coûteux et non disponible comme le GBF intégré à l'oscilloscope. Ce dernier peut être remplacé par un GBF Agilent 3322A plus commun et également contrôlable via le langage SCPI. Le pot vibrant peut-être remplacé par un système d'haut-parleur à condition de réduire les masses en mouvement et/ ou l'accélération. La boîte de résistance programmable est sûrement l'appareil le plus difficile à remplacer. Une solution, avec un nombre réduit de résistances et des relais contrôlés par un microcontrôleur, peut être développée dans le cadre d'un projet d'électronique. Enfin, ce banc de test ne permet pas d'effectuer les mesures de déplacement et de vitesse en bout de poutre. Un vibromètre laser différentiel PolyteckPI OV5-5000 et son Interferomètre optique OFV-552 permettraient d'effectuer ces mesures par l'intermédiaire de la voie 3 et 4 de l'oscilloscope, ce qui compléterait la caractérisation.

## Bibliographie

- [1] J. Gubbi, "Internet of things (IoT): A vision, architectural elements, and future directions", *Future Generation Computer Systems*, vol. 29, no. 7, 2013.
- [2] <https://ovum.informa.com>, "Ovum IoT Enterprise Insight Survey"
- [3] H. Xiao, X. Wang, "A review of piezoelectric vibration energy harvesting techniques", *International Review of Mechanical Engineering*, vol. 8, no. 3, 2014.
- [4] E. Lefeuvre, A. Badel, "A comparison between several vibration-powered piezoelectric generators for standalone systems", *Sensors and Actuators, A: Physical*, vol. 126, pages 405-416, 2006.
- [5] Y. Jiang, S. Shiono, "Low-frequency energy harvesting using a laminated pvdv cantilever with a magnetic mass", *Power MEMS, 2010*, pp 375, 2010
- [6] <https://www.mide.com>
- [7] Q-M. Wang, L. E. Cross, "Performance analysis of piezoelectric cantilever bending actuators", *Ferroelectrics*, pp 187-213, 1998.
- [8] A. Badel, "Récupération d'énergie et contrôle vibratoire par éléments piézoélectriques suivant une approche non linéaire", pp 85, 2005.
- [9] S. Beeby, W. Neil. "Energy harvesting for autonomous systems", *Artech House*, 2010.
- [10] R. G Ballas, "Piezoelectric multilayer beam bending actuators static and dynamic behaviour and aspects of sensor integratio", *Springer*, pp 54, 2007.