

Confrontation d'essais aléatoires et déterministes en fatigue vibratoire

C. Gautrelet^a, L. Khaliq^a, E. Souza de Corsi^a

a. Normandie Université, Laboratoire de Mécanique de Normandie (LMN) / INSA
ROUEN NORMANDIE
christophe.gautrelet@insa-rouen.fr

Résumé :

Le dimensionnement des structures dans leurs environnements nécessite de prendre en compte les sollicitations aléatoires. La confrontation de tests aléatoires et déterministes passe par la comparaison de cas simples. Les chargements sont imposés par un exciteur électrodynamique contrôlé en boucle fermée. Des poutres cantilever à zone utile réduite afin de localiser la fissuration, ont été conçues et soumises à la fatigue vibratoire à grand nombre de cycles. L'acquisition de mesures d'accélération, de déformation et de propagation de fissure permet de suivre l'évolution de l'endommagement en fatigue vibratoire afin de comparer la sévérité des essais à sollicitations aléatoire et déterministe. Les premiers résultats de ce test sont présentés et discutés dans cet article.

Abstract :

To ensure an appropriately structural design in their environments random solicitations should be taken account. The confrontation of random and deterministic tests involves the comparison of simple cases. Charges are imposed by a closed-loop controlled electrodynamic shaker. A reduced useful area cantilever beam sample to locate the crack was designed and subjected to high cycle fatigue. The acquisition of acceleration, deformation and crack propagation measurements makes it possible to follow the processes involving fatigue. A test was defined to compare the severity of random loads with deterministic loads. The first results of this test are presented and discussed.

Mots clefs : fatigue vibratoire, sollicitations dynamiques, diagramme de Wöhler, confrontation aléatoire/déterministe, fissuration

1 Introduction

Dans le cadre du dimensionnement en fatigue, les sollicitations sont généralement choisies déterministes, or les structures peuvent être soumises à des vibrations aléatoires. Ainsi, dimensionner pour des sollicitations statiques ne suffit pas et une étude dynamique doit donc être considérée.

Dans cette optique, un banc expérimental a été mis en place au sein du LMN afin de réaliser des essais de fatigue vibratoire à grand nombre de cycles, sous sollicitations aléatoires et déterministes. Le banc d'essais est constitué d'un excitateur électrodynamique piloté par un système de contrôle et d'acquisition à boucle fermée. Ce système vibratoire permet de diminuer la durée des essais par rapport aux machines d'essais conventionnelles en travaillant à plus haute fréquence sur les modes de résonance de la structure testée.

Une première étude [1] a démontré l'efficacité du banc d'essais de fatigue vibratoire par le biais de l'établissement de courbes « amplitude de déformation versus nombre de cycles à fissuration ». Ces essais ont été réalisés sur des éprouvettes en acier bas carbone sous sollicitations sinusoïdales à fréquence fixe, proche de la fréquence de résonance.

Ce travail présente une confrontation entre les résultats obtenus lors d'essais de fatigue obtenus sous sollicitations déterministes et aléatoires. Les éprouvettes en acier sont soumises à des niveaux d'accélération imposés soit sous la forme de sinusoïde, soit de densités spectrales de puissance à bande étroite, centrées sur leur premier mode normal de vibration (en flexion). La propagation de fissure est suivie au cours de l'essai sans démontage de l'éprouvette ou arrêt de l'essai par l'intermédiaire d'une jauge de fissuration.

2 Protocole d'essais

2.1 Instrumentation

Le banc d'essais de fatigue vibratoire représenté sur la Figure 1 est constitué d'un excitateur électrodynamique refroidi par air, contrôlé par un système Jaguar de Spectral Dynamics en boucle fermée. L'acquisition des données expérimentales se fait en fréquentiel grâce à Jaguar et les données temporelles sont enregistrées par un module Quantum de HBM.

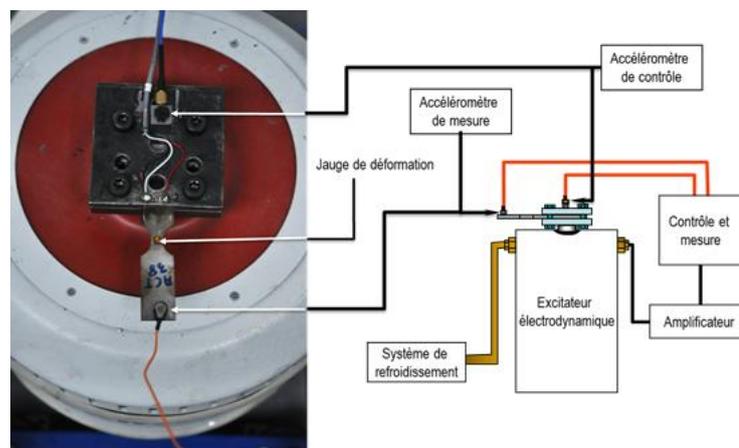


Figure 1 : banc expérimental de fatigue vibratoire

L'instrumentation, représentée schématiquement sur la Figure 2, est composée d'un accéléromètre fixé sur la tête de l'excitateur qui assure le contrôle, d'un accéléromètre fixé sur l'extrémité libre de l'éprouvette et de deux jauges (déformation et fissuration) collées de part et d'autre de la zone utile de l'éprouvette, représentée sur la Figure 3. Les deux accéléromètres d'entrée et de sortie permettent de calculer (par le biais de Jaguar) la transmissibilité qui sert à déterminer la fréquence de résonance à chaque cycle d'excitation. Ainsi, le nombre de cycles à fissuration peut être déduit lorsque l'on observe :

- un décalage de la fréquence de résonance, associé à une perte de rigidité de l'éprouvette
- une baisse de l'amplitude de déformation
- une évolution de la résistance de la jauge de fissuration.

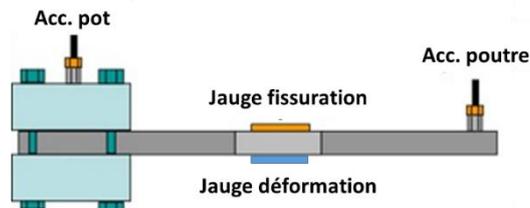


Figure 2 : Schéma de représentation du positionnement des capteurs

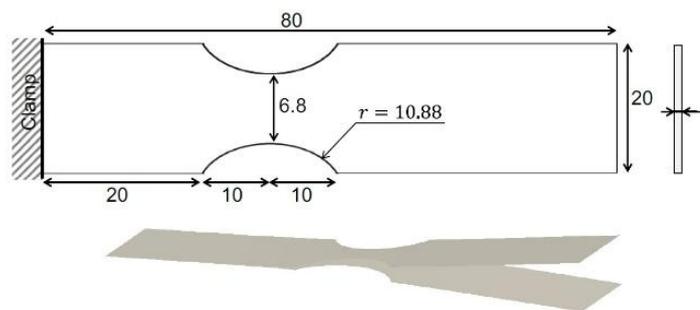


Figure 3 : éprouvette acier et premier mode de résonance

L'avantage de l'utilisation d'une jauge de fissuration est de pouvoir suivre la propagation de fissure « in-situ » sans arrêt de l'essai ou intervention sur l'éprouvette. La jauge de fissuration est composée de 50 brins de résistance respective de 44Ω en parallèle. Lorsque la fissure se propage les brins se rompent successivement, ce qui augmente graduellement la résistance globale (Figure 5). La jauge de fissuration présente néanmoins deux inconvénients majeurs :

- 1) le collage du capteur peut perturber la vitesse de propagation de la fissure.
- 2) la mesure de fissure démarre tardivement à cause de la différence qui existe (cf. Figure 4 et Tableau 1) entre la largeur totale du capteur (6.8mm) et la largeur de grille (5mm).

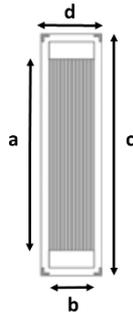


Figure 4 : jauge de fissuration HBM RDS22 avec a et b les longueurs et largeurs de grille, c et d les longueurs et largeurs totales

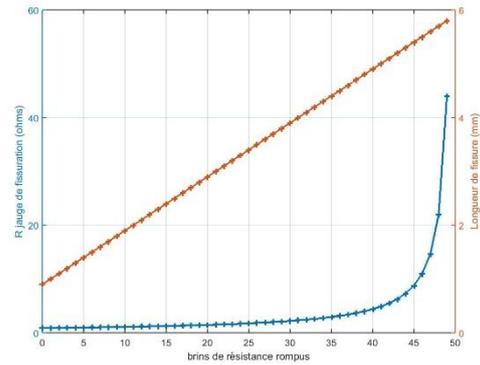


Figure 5 : résultat théorique jauge HBM RDS22

	R par brin (Ω)	Dimensions (mm)				Distance entre brins (mm)	Nombre de brins
		Longueur de grille	Largeur de grille	Longueur totale	Largeur totale		
		a	b	c	d		
RDS22	44	22	5	27.8	6.8	0.1	50

Tableau 1 : Caractéristiques de la jauge HBM RDS22

L'éprouvette rectangulaire (Figure 3) est fixée en encastree-libre, cela permet d'obtenir sur le premier mode de résonance une flexion pure, donc ses surfaces sont soumises alternativement à des cycles de traction-compression). C'est un mode qui implique les plus grandes déflexions de la structure. Cela permet de se rapprocher des tests en fatigue faits sur des machines conventionnelles [2] [3]. De plus, elle a été dimensionnée pour que sa première fréquence de résonance soit de l'ordre de 100 Hz afin d'éviter un auto-échauffement lors de la sollicitation vibratoire.

Le matériau utilisé pour la conception des éprouvettes est un acier bas carbone (%C < 0.1) dont la référence est A37 ou S235JR. La limite élastique est d'environ 235 MPa et le module de Young d'environ 205 GPa.

2.2 Organigrammes des essais

Deux protocoles d'essais (Figure 6) ont été mis en place afin d'obtenir des conditions similaires entre les sollicitations déterministe et aléatoire en termes d'amplitudes de déformation mesurées sur la zone utile. Les essais déterministes ont été réalisés avec des accélérations sinusoïdales de 12g soit 8.48 g RMS (valeur efficace). Un outil de suivi de résonance a été utilisé afin d'imposer une excitation à la fréquence de résonance au cours de l'essai, même si celle-ci vient à décaler à cause de la fissuration.

La correspondance pour un essai aléatoire revient à imposer une densité spectrale de puissance – DSP – sur la bande de fréquence $[f_r^0 - 2, f_r^0 + 2]$ Hz pour une amplitude de $36 \text{ g}^2/\text{Hz}$, soit une accélération de 12 g RMS. Le gabarit de la DSP notée $S(f)$ est représenté sur la Figure 7 avec un exemple du signal généré par Jaguar. Tout au long de l'essai, le système réduira l'erreur entre le signal d'entrée (donné par le gabarit) et le signal d'excitation (que subit l'éprouvette). L'histogramme des amplitudes des accélérations correspondantes est donné par la Figure 8. La valeur RMS peut aussi être calculée à partir de la racine du moment spectral d'ordre 0 donné par :

$$m_0 = \int_{-\infty}^{+\infty} S(f) df \quad (1)$$

Pour un bruit blanc borné sur une largeur de bande de 4 Hz et un maximum de $36 \text{ g}^2/\text{Hz}$, $\sqrt{m_0}$ équivaut à 12g.

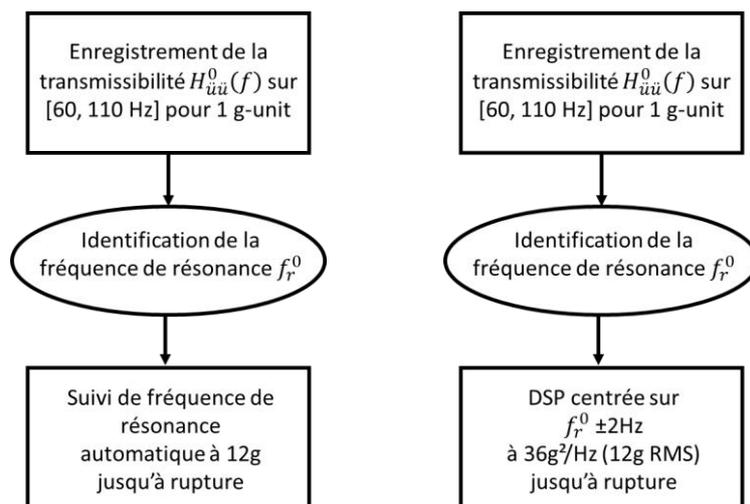


Figure 6 : Organigrammes des essais déterministes (à gauche) et aléatoires (à droite)

$H_{uu}^0(f)$ correspond à la transmissibilité initiale de l'éprouvette non endommagée avec f la fréquence ; f_r^0 correspond à la fréquence de résonance initiale identifiée par le système Jaguar.

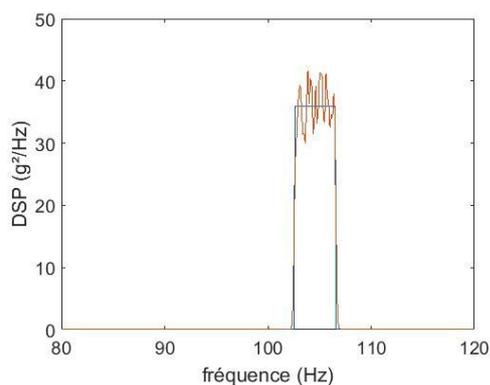


Figure 7 : Gabarit de la DSP d'entrée en accélération et exemple du signal généré par Jaguar

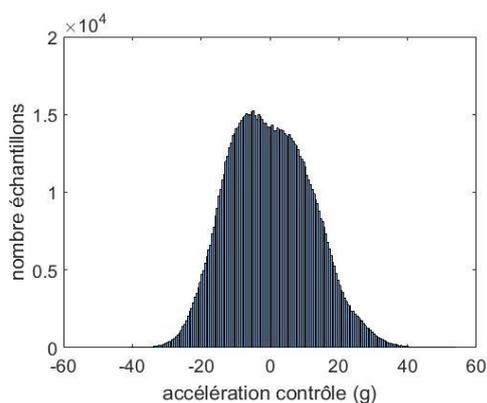


Figure 8 : histogramme des amplitudes d'accélération de contrôle

Le Tableau 2 résume les caractéristiques des éprouvettes testées.

	Essais déterministes		Essais aléatoires	
Accélération de contrôle	12g		36g ² /Hz	
Accélération de contrôle	8.48 g RMS		12 g RMS	
Déformation (µm/m RMS)	det1	1091	ale1	1106
	det2	1086	ale2	1080
	det3	1193	ale3	1110
	det4	1117	ale4	1108

Tableau 2 : Caractéristiques des éprouvettes testées

Les déformations RMS extraites des signaux temporels sont très proches les unes des autres, ce qui indique des essais similaires quel que soit le type d'excitation. La dispersion vient essentiellement des disparités résultant de l'usage.

3 Comparaison des deux configurations d'essai

A partir des données temporelles déterministes issues des mesures HBM, nous avons tracé des représentations temps-fréquence (ou spectrogrammes) des signaux d'accélération de contrôle, - comme présentée sur la Figure 8. Le nombre de cycles a ainsi été calculé à partir des valeurs de la fréquence d'excitation (qui correspondent à la variation de la fréquence de résonance de l'éprouvette). Nous avons ensuite fait correspondre la variation de la fréquence de résonance avec la variation de la résistance de la jauge de fissuration (Figure 10).

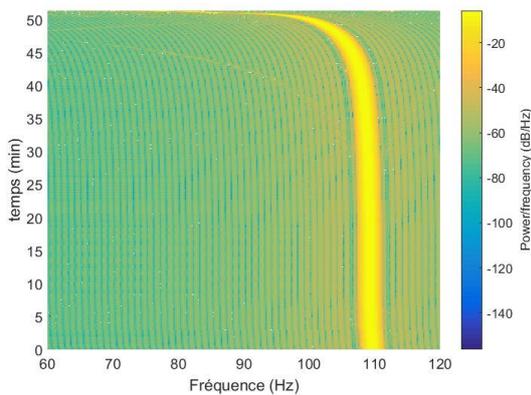


Figure 9 : exemple de spectrogramme issu d'un signal déterministe

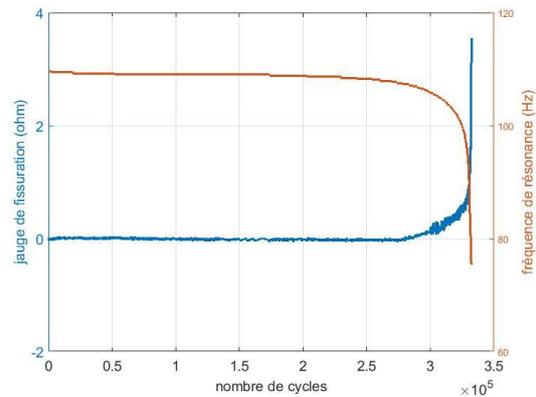


Figure 10 : exemple de variation de fréquence de résonance et de la jauge de fissuration en déterministe

A partir des données temporelles aléatoires, nous avons extrait le nombre de cycles en comptant le nombre de passage par zéro par pente positive. La variation de fréquence de résonance est difficilement accessible à partir du système Jaguar. Seule la variation de la jauge de fissuration sera traitée dans la suite de cette étude (Figure 11).

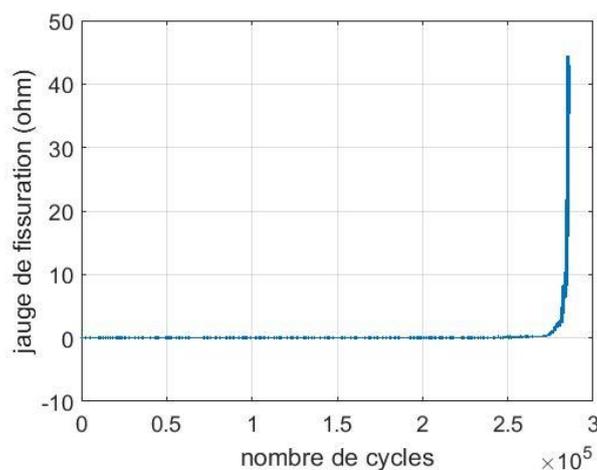


Figure 11 : exemple de variation de la jauge de fissuration pour un signal aléatoire

A partir des jauges de fissuration, nous avons représenté sur la Figure 12 les longueurs de fissures en fonction du nombre de cycle.

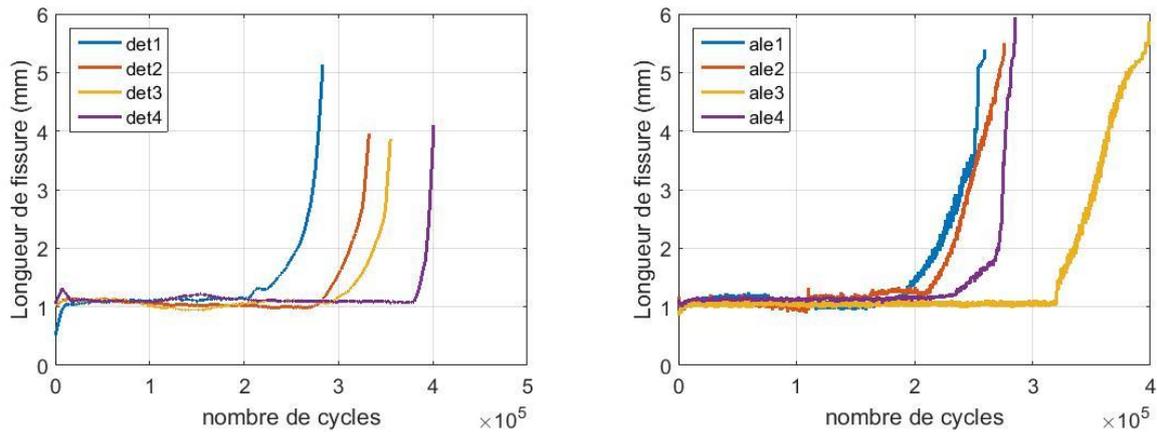


Figure 12 : évolution de la fissure pour les essais déterministe (à gauche) et les essais aléatoires (à droite)

Les courbes de la Figure 12 montrent plusieurs types de dispersion dans la propagation de fissures : le nombre de cycles à initiation de fissure, le nombre de cycles à rupture et la forme des courbes qui ne se superposent pas. A partir de cette dernière observation nous pouvons supposer que la vitesse de propagation des fissures ne sont pas identiques. Ainsi pour la comparaison, objectif de ce travail, nous avons choisi de fixer 3 longueurs arbitraires de fissures ; 1.5, 2.5, 3.5mm et nous avons reporté pour chacune d'entre elles le nombre de cycles associé en moyenne et écart-type (Figure 13 et Figure 14). Les résultats sont regroupés dans le Tableau 3.

Pour les 3 cas traités, à amplitudes RMS de déformation proches, les excitations aléatoires semblent mener à des nombres de cycles inférieurs aux excitations déterministes, bien que d'autres études est démontrée le contraire [4]. L'hypothèse retenue est qu'en aléatoire la probabilité d'obtenir des pics de déformation supérieurs à 3σ - voire supérieurs à la limite élastique du matériau - est élevée. Ces pics représentés sont responsables de la dégradation rapide de la pièce. Comme le montre la Figure 15, les déformations maximales mesurées lors des essais sont de l'ordre de 2 500 $\mu\text{m}/\text{m}$.

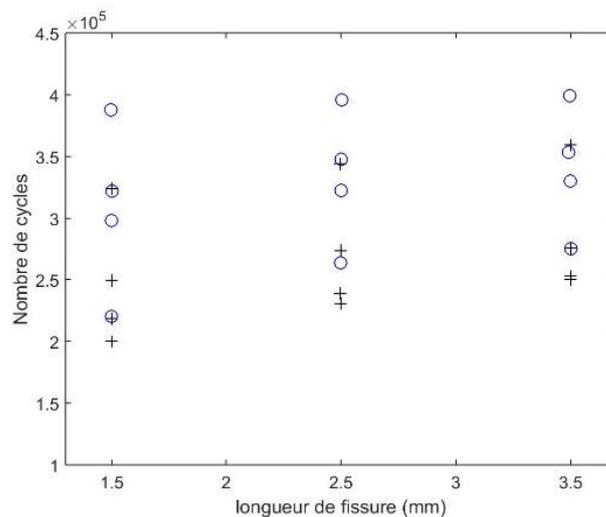


Figure 13 : Nombres de cycles pour 3 longueurs de fissure (déterministe en bleu, aléatoire en noir)

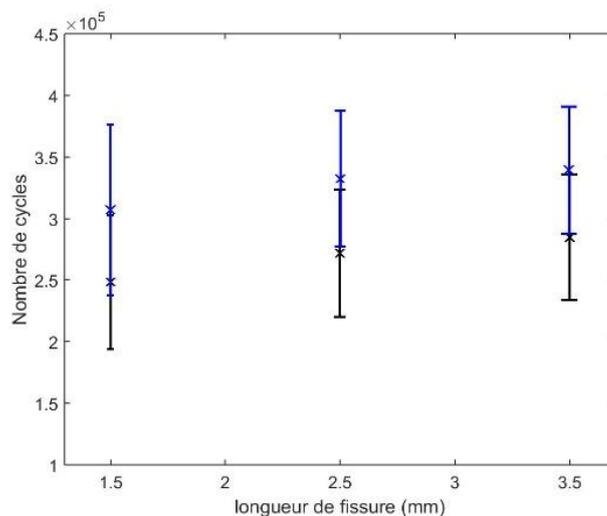


Figure 14 : moyennes et écart-types pour 3 longueurs de fissure (déterministe en bleu, aléatoire en noir)

Essais déterministes				Essais aléatoires			
ref.	Nombre de cycles pour 1.5mm	Nombre de cycles pour 2.5mm	Nombre de cycles pour 3.5mm	ref.	Nombre de cycles pour 1.5mm	Nombre de cycles pour 2.5mm	Nombre de cycles pour 3.5mm
det1 (x10 ⁵)	2.20	2.64	2.75	ale1 (x10 ⁵)	2.00	2.31	2.50
det2 (x10 ⁵)	2.98	3.22	3.30	ale2 (x10 ⁵)	2.18	2.39	2.53
det3 (x10 ⁵)	3.22	3.48	3.53	ale3(x10 ⁵)	3.24	3.44	3.59
det4 (x10 ⁵)	3.87	3.96	3.99	ale4 (x10 ⁵)	2.50	2.74	2.76
Moyenne (x10 ⁵)	3.07	3.32	3.39	Moyenne (x 10 ⁵)	2.48	2.72	2.85
Écart-type (x 10 ⁴)	6.92	5.50	5.16	Écart-type (x 10 ⁴)	5.45	5.18	5.11

Tableau 3 : récapitulatif des résultats

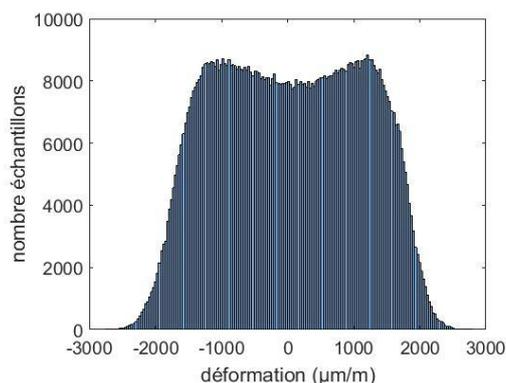


Figure 15 : Distributions des amplitudes de déformation

4 Conclusions et perspectives

L'objectif de ce travail était de comparer des essais fatigue déterministes par rapport à des essais aléatoires en termes de sévérité d'endommagement. La déformation appliquée sur la zone utile de

l'éprouvette était le critère de similitude retenu entre ces essais. Dans notre étude, il semble que l'excitation aléatoire est plus endommageante, la fissure apparaissant à un nombre de cycle réduit par rapport à l'excitation déterministe, malgré la dispersion des résultats. Cela va nous amener à poursuivre les essais afin d'augmenter le nombre d'éprouvettes testées.

Remerciements

Cette étude a été réalisée dans le cadre du projet MADNESS, qui est cofinancé par l'Union Européenne à travers le Fonds Européen de Développement Régional (FEDER) et par la Région Normandie.

Références

- [1] L. Khaliq, C. Gautrelet and A. Guillet, "Fatigue curves of a low carbon steel obtained from vibrations experiments with an electrodynamic shaker," *Material and Design*, vol. 86, pp. 640-648, 2015.
- [2] J. Bruns, A. Zearley, T. George and O. Scott-Emuakpor, "Vibration-based bending fatigue of a hybrid insert-plate," *Experimental Mechanics*, vol. 55, pp. 1067 - 1080, 2015.
- [3] T. George, J. Seidt, M. Herman Shen, T. Nicholas and C. Cross, "Development of a novel vibration-based fatigue testing methodology," *International Journal of Fatigue*, vol. 26, pp. 477-486, 2004.
- [4] S. Clevenson and R. Steiner, "Fatigue life under random load for several power spectral shapes," NASA, Hampton, 1967.