

Qualification d'un banc de fatigue vibratoire par une étude de linéarité

C. Gautrelet^{1*}, R. Serra², L. Khalij¹

¹Normandie Université, INSA de Rouen, LOFIMS (Laboratoire d'Optimisation et Fiabilité en Mécanique des Structures), BP08 - 685 Avenue de l'université, 76801 Saint Etienne du Rouvray, France

²INSA Centre Val de Loire, Laboratoire de Mécanique et Rhéologie, CS 23410, 3 rue de la chocolaterie, 41034 Blois Cedex, France

*Contact : Christophe.Gautrelet@insa-rouen.fr

Traditionnellement, les essais de fatigue sur matériaux sont réalisés sur des machines servo-hydrauliques dont les fréquences de cycles sont de l'ordre de 50 Hz ou 1000 Hz pour les plus récents [1]. Ainsi, les essais de fatigue pour atteindre un grand nombre de cycles autour de la limite d'endurance sont coûteux en temps. Afin de réaliser un plus grand nombre de cycles dans un court laps de temps et d'étudier la réponse dynamique des éprouvettes, l'accélération des essais de fatigue vibratoire avec des excitateurs électrodynamiques est utilisée de préférence. George *et al.* [2] donnent en 2004 un bref aperçu historique de ces machines d'essais. Plus récemment, pour une meilleure prédiction du comportement en fatigue proche de la durée de vie réelle en service, différentes études de dommages par fatigue vibratoire, avec des excitations complexes sont développées dans la littérature [3-8]. Comparés aux machines servo-hydrauliques, ces systèmes permettent de travailler à des fréquences élevées (>>1000 Hz) et ainsi réduire ainsi la durée des essais, cette réduction étant importante dans les domaines poly- ou gigacycliques. Le LOFIMS a mis en place ce type de banc d'essais [9].

Le LOFIMS a mis en place un banc de fatigue vibratoire constitué d'un excitateur électrodynamique et d'un système de contrôle asservi à boucle fermée ce qui permet a priori un pilotage précis. L'avantage de ce banc est la possibilité d'exciter l'éprouvette proche des modes de résonance afin d'amplifier les niveaux de déformation (et par conséquent les niveaux de contrainte) même si le niveau d'excitation en entrée est relativement faible.

Dans cette étude, nous avons cherché à qualifier ce banc d'essais par une étude de linéarité entre l'excitation (amplitude de l'accélération imposée) et la réponse de l'éprouvette (amplitude de la déformation mesurée par une jauge). Pour cela, un dimensionnement préalable de l'éprouvette en acier bas carbone a permis de définir la fréquence du premier mode propre (mode le plus endommageant). Nous avons testé des éprouvettes traitées thermiquement et des éprouvettes brutes (sans traitement). La fréquence des essais pour réaliser les essais de linéarité est choisie à une amplification fixée sur la transmissibilité enregistrée entre chaque essai. Une amplitude de l'accélération d'excitation sinusoïdale est ensuite imposée à cette fréquence et est incrémentée par paliers montant jusqu'à 25g.

Cette étude est réalisée dans un contexte d'allègement des essais. En effet, nous souhaitons par ce biais choisir le capteur le plus pertinent en termes de mesures (jauge ou accéléromètre).

Le banc d'essais

Le banc d'essais en fatigue vibratoire est décrit par la Figure 1. Il est constitué par un excitateur électrodynamique refroidi par air. Le banc est géré par un ACP (Acquisition Control Peripheral), qui assure le pilotage et l'acquisition des données.

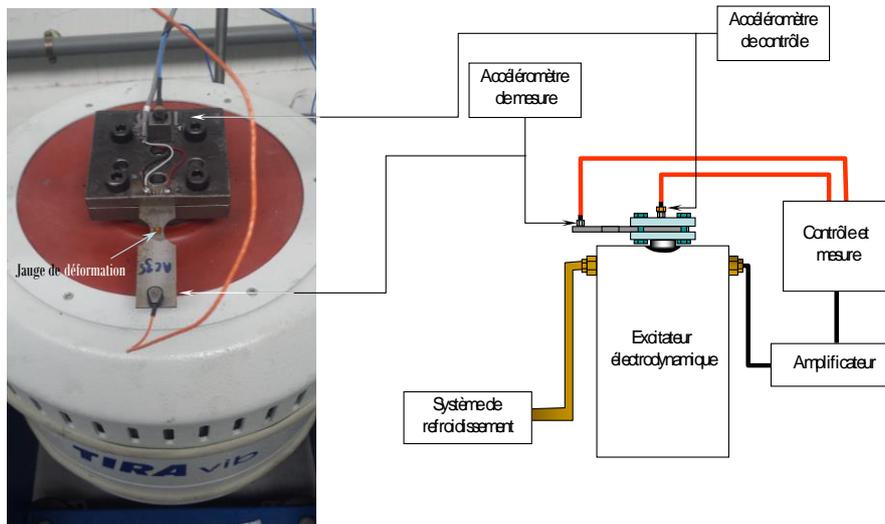


Figure 1- banc d'essais en fatigue vibratoire [9].

L'ACP permet de travailler en boucle fermée, ce qui assure à la commande d'être assurée de façon précise. Le contrôle en accélération est défini en tête de l'excitateur électrodynamique (au niveau de l'encastrement) et la réponse de la structure est mesurée par le biais d'un accéléromètre fixé en bout de poutre. Ces deux accéléromètres nous permettent d'accéder aux mesures des transmissibilités.

Des éprouvettes en acier bas carbone ($\text{wt.\%C} < 0,1$) E24 (ou S235JR) ont été dimensionnées de telle sorte à obtenir une première fréquence de résonance proche de 100 Hz. Les éprouvettes sont encastrées d'un côté et libre de l'autre. Les dimensions sont données sur la Figure 2. Pour pouvoir placer des jauges de déformation, un rétrécissement a été défini à distance de l'encastrement. Ces jauges sont choisies de très petites tailles afin de s'approcher d'une mesure ponctuelle et ne pas intégrer la déformation sur une surface trop importante.

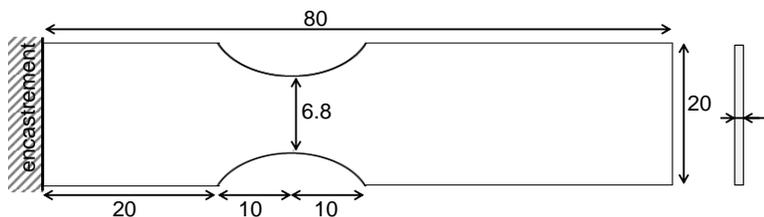


Figure 2- Dimensions de l'éprouvette en acier.

Les tests ont été effectués sur 5 éprouvettes en acier bas carbone ($\text{wt.\%C} < 0,1$) E24 (ou S235JR) non traité thermiquement (série AC) et 5 en acier traité thermiquement (série ACT). Le traitement thermique consiste à soumettre les éprouvettes à 900° Celsius pendant 1 heure, le refroidissement se faisant dans le four (refroidissement lent). Ces deux phases sont faites sous vide. Ce traitement va permettre d'homogénéiser le matériau.

Le protocole des essais

Une amplification est observée quand un système dynamique est excité proche de la résonance. Grâce à cette amplification, la réponse en déformation peut atteindre des niveaux élevés pour une excitation relativement faible. Pour ces essais, nous avons effectué au préalable (pour chaque éprouvette) un balayage en sinus afin d'enregistrer la transmissibilité. Seul le premier mode de déformation nous intéresse car c'est le plus endommageant. Nous avons choisi de fixer le facteur d'amplification (en amont de la fréquence de résonance) afin d'éviter la saturation du capteur de mesure (en bout d'éprouvette) lors de l'excitation avec des niveaux d'accélération élevés. Ainsi la fréquence notée $f_{ampl,i}$ (cf. Figure 3) est fixée pour chaque essai i . Le fait de travailler en amont de la fréquence de résonance permet de maintenir l'excitation et la réponse en phase.

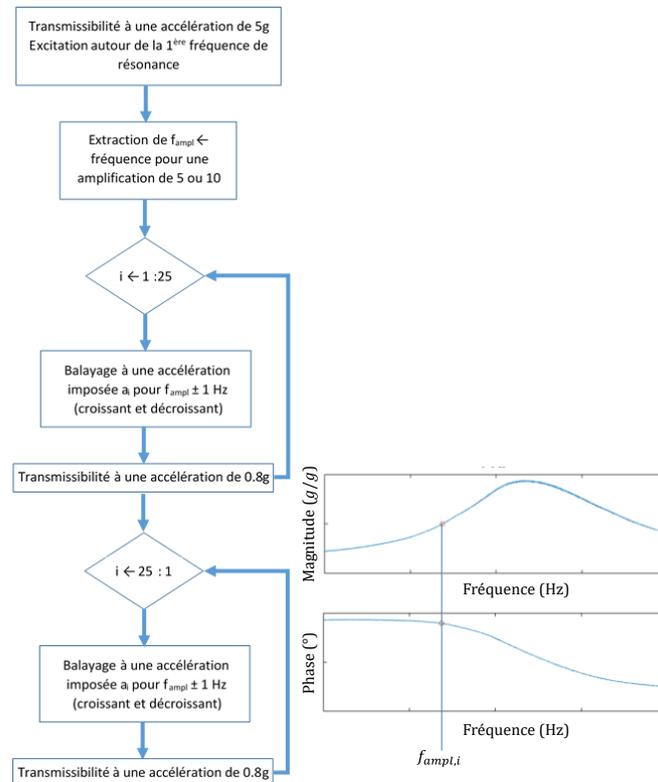


Figure 3- Organigramme des étapes des essais de linéarité.

La première mesure de transmissibilité est réalisée à une amplitude de 5g « détentionner » l'éprouvette [10]. Ceci est nécessaire pour ne pas fausser les résultats.

L'accélération d'entrée $a_{i(i=1,\dots,20)}$ est imposée par paliers croissants allant de 1 à 20g. Avec le module de contrôle utilisé, il n'est pas possible d'exciter à fréquence fixe si l'on veut automatiser les essais. L'option retenue est de balayer autour de la fréquence d'essai sur une bande de fréquence de ± 1 Hz. Chaque essai est réalisé sur une durée choisie arbitrairement de 8 secondes (pour éviter d'endommager l'éprouvette) (Figure 3).

Les amplitudes de déformation sont obtenues à partir des mesures de jauges.

Résultats et conclusion

La Figure 4 représente l'amplitude de déformation versus l'accélération d'entrée (contrôle) pour les cinq éprouvettes en acier traité et les cinq autres non traitée. Les écarts-types calculés sont aussi représentés pour mettre en évidence les dispersions des essais.

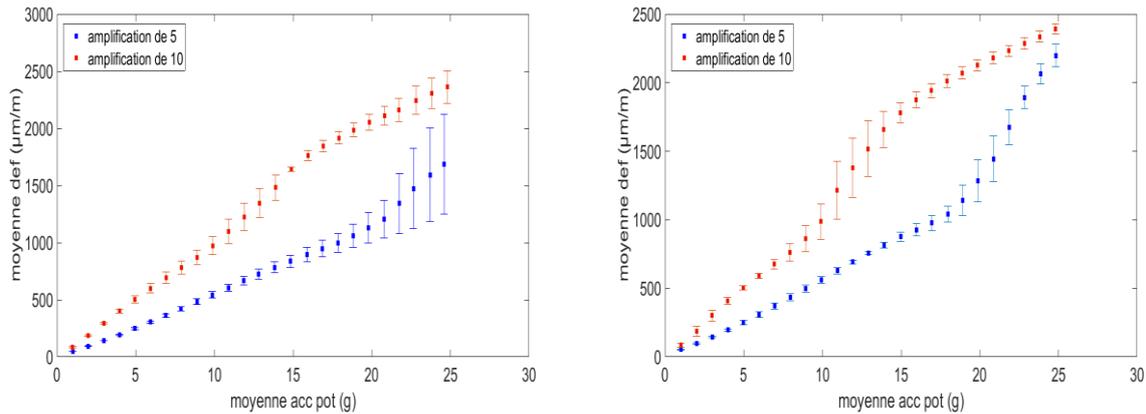


Figure 4- Accélération d'entrée versus l'amplitude de déformation pour les éprouvettes traitées et non traitées. Les barres verticales correspondent aux écarts types calculées sur la déformation.

Les figures présentent une partie linéaire puis une rupture de pente. Concernant ce changement de pente, plusieurs causes ont été explorées :

- Vibration du câble de l'accéléromètre de mesure en bout de poutre.
- Réponse plastique du matériau.
- Variabilités dues à l'encastrement et/ou aux dimensions de l'éprouvette.

Des essais complémentaires (essais de traction pour définir la zone élastique, essais de fatigue à des niveaux d'accélération donnés, essais par paliers descendants...) ont donc été réalisés en vue de vérifier ces causes mais pour l'instant aucune de ces pistes n'a été retenue.

Remerciements

Ce projet s'inscrit dans un benchmark commun entre le LOFIMS (INSA de Rouen) et le LMR (INSA Centre Val de Loire). Ce projet est financé en partie par la région Haute Normandie par le biais du grand réseau de recherche TERA (Territoire, Environnement, Risques, Agronomie).

Références bibliographiques

- [1] S. Stanzi-Tschegg, Very high cycle fatigue measuring techniques, *Int. J. Fatigue* 60(2014) 2–17.
- [2] T. J. George, J. Seidt, M.-H. Herman Shen, T. Nicholas et C. Cross, «Development of a novel vibration-based fatigue testing methodology,» *International Journal of Fatigue*, vol. 26, pp. 477-486, 2004.
- [3] M. Bennebach, H. Rognon, O. Bardou, Fatigue of structures in mechanical vibratory environment, From mission profiling to fatigue life prediction, *Fatigue Design Conference. Procedia Engineering*, 66 2013, pp. 508–521.
- [4] G. Allegri, X. Zhang, On the inverse power laws for accelerated random fatigue testing, *Int. J. Fatigue* 30 (2008) 967–977.
- [5] K. Chan-Jung, K. Yeon June, L. Bong-Hyun, Experimental spectral damage prediction of a linear elastic system using acceleration response, *Mech. Syst. Signal Process.* 25 (2011) 2538–2548.
- [6] M. Mršnik, J. Slavic, M. Boltezar, Frequency-domain methods for a vibration-fatigue life estimation — application to real data, *Int. J. Fatigue* 47 (2013) 8–17.
- [7] M. Saranik, L. Jézéquel, D. Lenoir, Experimental and numerical study for fatigue life prediction of bolted connection, 5th *Fatigue Design Conference. Procedia Engineering*, 66 2013, pp. 354–368.
- [8] M. Cesnik, J. Slavic, Vibrational fatigue and structural dynamics for harmonic and random loads, *J. Mech. Eng.* 60 (5) (2014) 339–348.
- [9] L. Khalij, C. Gautrelet, A. Guillet. Fatigue curves of a low carbon steel obtained from vibration experiments with an electrodynamic shaker. *Materials and Design* 86 (2015) 640–648.
- [10] C. A. Walker, A. J. Waddell, D. J. Johnston. *Vibratory stress relief - An investigation of the underlying processes.* University of Strathclyde, Glasgow, SCT UK August, 1994.