

Fatigue sous environnement vibratoire: conception d'une éprouvette pour des essais accélérés en fatigue afin de valider une méthode de dimensionnement pour des structures réelles.

H. Rognon^a, T. Da Silva Botelho^a, I. Tawfiq^a, M. Bennebach^b

a. LISMMA (EA2336) Supméca, 3 rue Fernand Hainaut 93407 Saint-Ouen cedex, France

b. CETIM, 52 Avenue Félix Louat BP 80067, 60304 Senlis Cedex, France

Résumé :

Dans le cadre d'essais accélérés en fatigue d'une structure mécanique, la structure peut avoir une réponse non linéaire due à un comportement plastique localisé. Afin de corréliser ces essais avec des simulations numériques, nous avons proposé une modification des méthodes spectrales pour tenir compte de la plasticité. Pour valider cette proposition, une éprouvette a été développée pour produire les mêmes réponses que la structure industrielle.

L'éprouvette permet de modéliser des réponses uniaxiales et multiaxiales avec des modes de flexion et de flexion-torsion. Nous considérons l'environnement réel comme une excitation sismique. Plusieurs discussions ont porté sur l'impact des conditions aux limites de l'éprouvette (encastrement), l'estimation de l'amortissement et d'auto-échauffement qui peut aussi être présent dans des structures complexes. Nous avons pris en compte ces problématiques, dans le processus de dimensionnement de l'éprouvette, afin de répondre à notre cahier des charges.

Nous proposons de présenter le processus de conception de cette éprouvette qui intègre de nombreuses configurations de chargement et des problématiques d'essai. Les confrontations entre les résultats des essais et des simulations numériques seront également présentées.

Abstract :

In the context of accelerated fatigue of industrial structure, the structure may have a non-linear response caused by localized plastic behavior of the material. To correlate these tests with numerical simulations, we have proposed a modification of spectral methods to take into account such plasticity. To validate this proposal, a specimen has been developed to produce same responses as an industrial structure.

This paper deals with uniaxial and multiaxial responses in bending and bending-torsion modes. We consider a seismic excitations generated by the real environment. Several discussions have focused on the impact of specimen boundary conditions (cantilever), the estimated damping and self-heating which can also be present in complex structures. We have taken into account these problematic, in the dimensioning process of the specimen, in order to meet our specifications.

We propose to present the whole design process of this specimen that incorporates many loading configurations and testing issues. Confrontations between test results and numerical simulations will also be discussed.

Mots clefs : essais accélérés ; Processus stochastique Non-gaussien ; Non-linéarité

1 Introduction

De très nombreuses structures mécaniques sont soumises à des chargements variables induits par des sollicitations extérieures (efforts, thermique, accélération). Le dimensionnement en fatigue associé à

la maîtrise du risque de fissuration doit permettre l'amélioration de la sécurité des structures, ainsi qu'une réduction des coûts de fabrication et de conception. Dans la perspective du développement durable, une estimation fiable de la durée de vie des composants mécaniques s'impose.

Parmi les méthodes de dimensionnement en fatigue, il existe des méthodes formulées dans le domaine fréquentiel [1]. Ces méthodes, appelées méthodes spectrales, permettent de déterminer le dommage moyen en fatigue engendré par un processus stochastique gaussien stationnaire ergodique et de moyenne nulle. Il existe de nombreuses formulations de méthodes spectrales qui diffèrent toutes de par leur formulation de la densité de probabilité des cycles. Nous pouvons citer les plus répandues comme les méthodes Narrow-band [2], Dirlik [3], Zao & Baker [4] ou bien encore Benasciutti & Tovo [5] [6]. Néanmoins, ces méthodes ont pour hypothèse que la structure doit avoir un comportement élastique. Cette hypothèse est rarement respectée sur des structures industrielles. C'est pour cela que nous avons développé une méthode basée sur le principe des méthodes spectrales mais qui intègre la possibilité d'avoir un comportement élasto-plastique au cours du calcul d'estimation de l'endommagement par fatigue [7] [8]. Afin d'intégrer le comportement élasto-plastique dans ces méthodes, nous utilisons au sein des méthodes spectrales le postulat de Neuber [9] et la loi de Manson-Coffin-Basquin [10]. Une première validation de cette proposition est réalisée grâce à un benchmark numérique [11]. La proposition ayant pour but de permettre le dimensionnement en fatigue de structures industrielles dans des cas d'essais accélérés. Il est essentiel de valider la méthode proposée vis-à-vis d'essais sur une structure industrielle. Néanmoins, pour réduire les dispersions dues au processus de production d'une structure industrielle, tant d'un point de vue géométrique que matériaux, nous avons choisi de concevoir une éprouvette qui reproduise les comportements dynamiques d'une structure industrielle mais dont nous pourrions maîtriser le processus de fabrication.

Nous présentons ici, l'éprouvette de fatigue ainsi que le banc d'essai pour réaliser les essais accélérés en fatigue. Nous montrons aussi des résultats liés à la validation de la méthode proposée.

2 Éprouvette et banc d'essai de fatigue vibratoire

La conception de l'éprouvette a fait l'objet d'une étude approfondie. Celle-ci a été réalisée de sorte que selon l'orientation de la masselotte associée à l'éprouvette cylindrique, le comportement dynamique et le mode de défaillance sont modifiés (Figure 1).

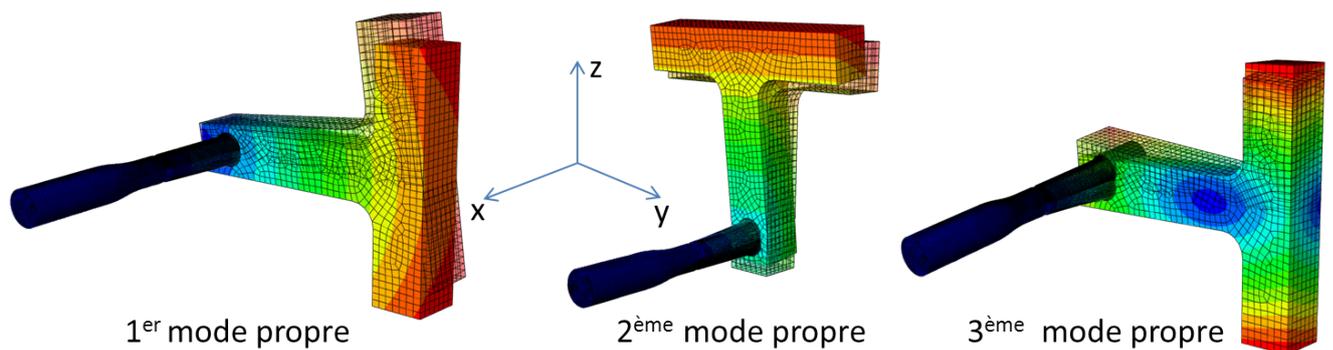


FIGURE 1 – Représentation des déformées modales de l'éprouvette pour les modes étudiés. Visualisation des déplacements pour chaque mode dans le cas où l'éprouvette est soumise à une excitation d'axe \vec{z}

2.1 Cahier des charges de l'éprouvette

On a cherché une géométrie d'éprouvette qui répondait à plusieurs critères. Le premier est le respect du postulat de Neuber. L'éprouvette doit contenir une zone de plasticité confinée et l'amorce en

fatigue doit se situer dans cette zone. Pour répondre à cette problématique, nous avons considéré une éprouvette avec une entaille (Figure 2) qui engendre un coefficient de concentration de contraintes en flexion de 2,15.

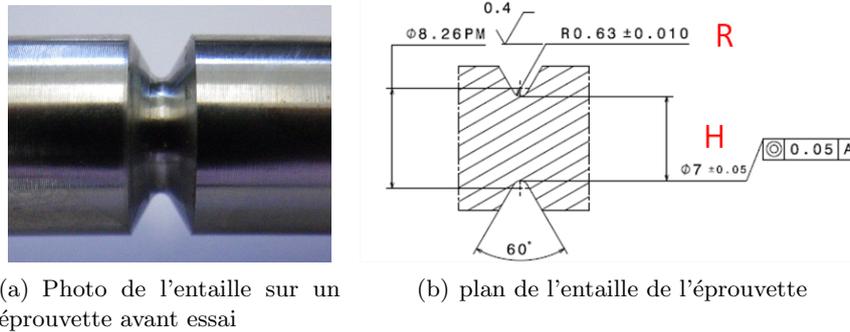


FIGURE 2 – Photo et schéma de l'entaille pour l'éprouvette de fatigue

Un autre critère est d'avoir une seule non-linéarité présente sur notre éprouvette, celle due au comportement élasto-plastique du matériau. C'est pour cela qu'on a choisi une éprouvette volumique. En effet dans une étude préliminaire [12], nous avons remarqué que lors d'essais en fatigue vibratoire d'une éprouvette réalisée en utilisant une tôle en acier, celle-ci était sujette aussi bien à des non-linéarités matériau que dynamiques dues à des grands débattements et à une géométrie favorisant l'apparition de l'amortissement dû à l'aire qui est une fonction des niveaux d'excitations.

Nous avons cherché à avoir plusieurs modes propres de la structure sur une bande de fréquence relativement faible. Ces modes propres devaient être de différents types (flexion ou torsion) et devrait aussi permettre différents état de contraintes (uniaxial ou multiaxial). Pour répondre à cette problématique nous avons placé une masselotte à l'une des extrémité de l'éprouvette. L'assemblage de deux éléments est réalisé par frettage pour garantir un transfert total des efforts dynamiques durant les essais vibratoires. La partie cylindrique de l'éprouvette est réalisée en acier 30NiCrMo8 et la masselotte est réalisée en acier XC42.

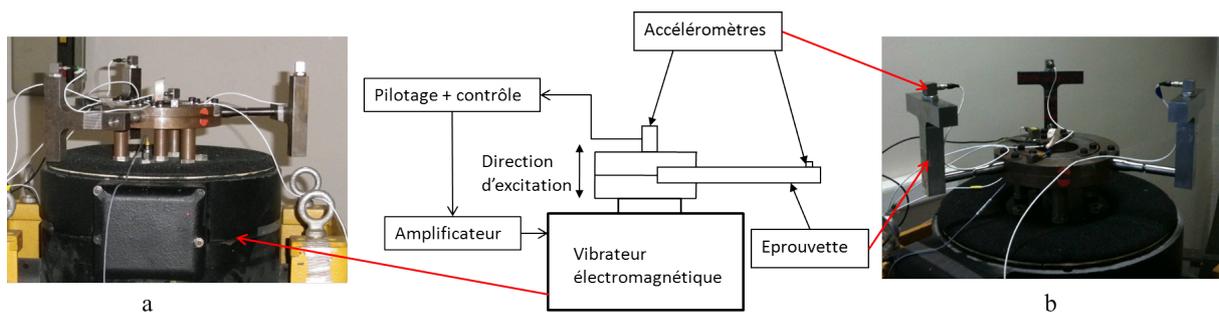


FIGURE 3 – Photos des différentes configurations possibles des éprouvettes en fatigue ((a) banc d'essai avec la configuration pour solliciter le premier et troisième mode de la structure et (b) banc d'essai avec la configuration pour solliciter le deuxième mode de la structure)

2.2 Dispersion géométrique

La partie entaillée de l'éprouvette a été rectifiée afin de garantir un état de surface et une géométrie en fond d'entaille conformes aux plans. Des essais préliminaires nous ont montré que l'entaille était un élément déterminant pour la répétabilité des essais. L'état de contraintes est sensible à l'amortissement

et au facteur de concentration de contraintes, soit à la géométrie en fond l'entaille. Le Tableau 1 donne la synthèse des mesures effectuées (moyenne et écart-type) sur l'ensemble des 120 éprouvettes.

	Cote nominale + tolérance	Moyenne	Écart-type
H (mm)	$7^{+0.05}_{-0.05}$	6.98	0.01
R(mm)	$0.63^{+0.01}_{-0.01}$	0.57	0.01
R_a (μm)	0.4	0.53	0.03

TABLE 1 – Synthèse des contrôles dimensionnels sur le lot d'éprouvette en fatigue où R_a est la rugosité arithmétique (H et R sont représentées sur la figure 2(b))

Les éprouvettes réelles présentent de faibles écarts avec les plans et tolérances, néanmoins, l'information la plus importante est la dispersion faible entre les éprouvettes, car il suffira d'ajuster le modèle numérique aux cotes mesurées.

2.3 Chaîne d'asservissement et critère d'arrêt

Afin de garantir le respect par le vibreur de la consigne d'excitation, nous avons asservi le vibreur avec une boucle de retour comme décrit dans la figure 4. Concernant le critère d'arrêt de l'essai en fatigue, nous avons deux choix possibles, soit détecter l'amorce de fissure ou bien aller jusqu'à la rupture de l'éprouvette.

Dans notre cas nous avons choisi la détection de l'amorce de la fissure car premièrement, la loi E-N est établie à l'amorce de fissure et deuxièmement, la fissure modifie la rigidité de l'éprouvette qui provoque une forte modification de la fréquence propre et de l'amortissement pouvant grandement interagir dans l'estimation de durée de vie, voire arrêter la propagation de la fissure.

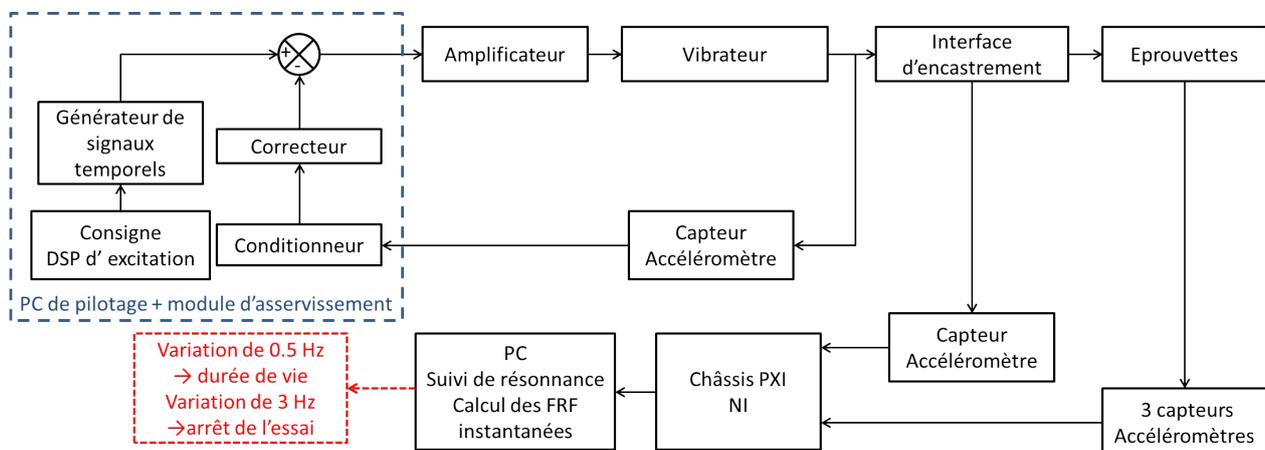


FIGURE 4 – Représentation de la chaîne de pilotage et de détection de fissure

3 Résultats : Analyse des durées de vie à l'amorce de fissure

Nous comparons ici les durées de vie expérimentales avec différentes méthodes de calcul en fatigue pour le deuxième mode de la structure qui est un mode de flexion pur. Les méthodes étudiées sont les méthodes spectrales (MSC), les méthodes spectrales modifiées avec le postulat de Neuber et la loi de Manson-Coffin-Basquin (MSM) et enfin le modèle de Hermite [13] qui permet le calcul du dommage par fatigue dans le cas de processus non-gaussien issue de non-linéarité. Nous avons sélectionné deux fonctions de densité de probabilité (FDP) pour réaliser les comparaisons, ces FDP sont celles de Dirlik

[3] et de Lalanne [2]. Les comparaisons seront réalisées sur la moyenne des durées de vie expérimentales réalisée sur chaque niveau d'excitation, soit 9 éprouvettes par niveau. L'excitation est donnée sous forme de DSP d'accélération centrée autour du deuxième mode dont les amplitudes sont renseignées dans la première colonne du tableau 2. Le calcul des fonctions de réponse en fréquence est réalisé sous le logiciel ABAQUS, l'ensemble des calculs de durée vie des différentes méthodes est réalisé sous Matlab.

Niveau (g^2/Hz)	Durée de vie exp. (s)	Données numériques						
		Valeur RMS (MPa)	MSM (s)		MSC (s)		Hermite (s)	
			Dirlik	Lalanne	Dirlik	Lalanne	Dirlik	Lalanne
0.0040	1.6E+04	229	1.2E+04	1.4E+04	1.6E+02	1.1E+02	3.1E+03	2.9E+03
0.0034	3.5E+04	211	3.4E+04	3.2E+04	1.6E+03	1.5E+03	1.4E+04	3.5E+04
0.0030	6.3E+04	197	5.7E+04	5.4E+04	9.2E+03	8.7E+03	3.8E+04	6.3E+04
0.0026	1.1E+05	175	1.1E+05	1.0E+05	7.6E+04	7.2E+04	9.5E+05	1.1E+05

TABLE 2 – Synthèse des durées de vie selon les différentes méthodes testées, au point critique de la structure

La figure 5 est la représentation graphique des résultats de durées de vie du tableau 2. On remarque que plus la durée de vie diminue, plus les durées de vie obtenues avec les méthodes spectrales classiques s'éloignent des durées de vie expérimentales. Cela se justifie par le fait que ces méthodes de calcul ne prennent pas en compte un comportement élasto-plastique du matériau étudié.

On constate que le modèle de Hermite diverge des durées de vie expérimentale lorsque le comportement plastique est prédominant. Cette divergence vient principalement de la loi de fatigue dans le modèle de Hermite qui ne prend pas en compte le comportement plastique dans le cumul de dommage.

On remarque que les trois méthodes sont globalement conservatives vis-à-vis des essais réalisés sur le mode 2 de l'éprouvette. De plus, les résultats obtenus avec la méthode modifiée avec la FDP de Dirlik sont tous dans l'intervalle de l'écart-type expérimental associé à chaque niveau.

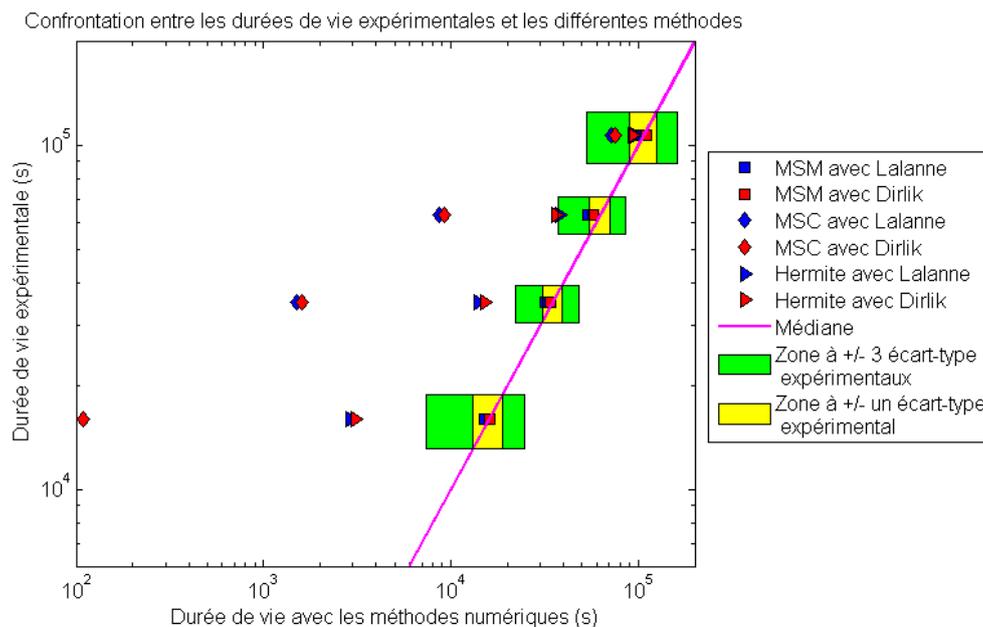


FIGURE 5 – Représentation graphique des résultats de durées de vie pour le point critique

4 Conclusions

Nous avons développé une éprouvette vibratoire répondant à certains critères tels qu'une zone de plasticité confinée ainsi que le banc d'essai associé à l'éprouvette. Nous avons défini le protocole expérimental comprenant la chaîne d'asservissement ainsi que la chaîne de détection de fissure. A la suite de cela, la réalisation des essais par rapport à un plan d'expérience ont été réalisés afin d'établir une comparaison avec le modèle numérique proposé (présenté ici, les résultats liés aux essais sur le deuxième mode).

La validation de la méthode a été réalisée pour l'acier 30NiCrMo8, mais les aciers ayant des caractéristiques similaires au 30NiCrMo8 devraient donner des résultats comparables. La méthode proposée peut être utilisée sur tous matériaux où le postulat de Neuber est applicable (principalement des aciers).

Références

- [1] X. Pitoiset, *Méthodes spectrales pour l'analyse en fatigue des structures métalliques sous charge-ments aléatoires multi-axiaux*. PhD thesis, Université libre de Bruxelles, 2001.
- [2] C. Lalanne, *Mechanical Vibration & Shock Analysis : Fatigue Damage*, vol. Tome 4. Lavoisier, Aug. 2009.
- [3] T. Dirlik, *Application of computers in fatigue analysis*. PhD thesis, University of Warwick, 1985.
- [4] W. Zhao and M. Baker, "On the probability density function of rainflow stress range for stationary gaussian processes," *International Journal of Fatigue*, vol. 14, no. 2, pp. 121–135, 1992.
- [5] D. Benasciutti, *Fatigue analysis of random loadings*. PhD thesis, University of Ferrara, DEC 2004.
- [6] D. Benasciutti and R. Tovo, "Comparison of spectral methods for fatigue analysis of broad-band Gaussian random processes," *Probabilistic Engineering Mechanics*, vol. 21, OCT 2006.
- [7] H. Rognon, *Comportement en fatigue sous environnement vibratoire : Prise en compte de la plasticité au sein des méthodes spectrales*. PhD thesis, Ecole Centrale Paris, 2013.
- [8] H. Rognon and al., "Modeling of plasticity in spectral methods for fatigue damage estimation of narrowband random vibrations," in *IDETC/CIE (ASME, ed.)*, (Washington DC, USA), aug 2011.
- [9] H. Neuber, "Theory of stress concentration for shear-strained prismatic bodies with arbitrary nonlinear stress- strain law.," *Journal Appl. Mech.*, vol. 28, pp. 544–551, 1961.
- [10] J. Lemaitre and J. L. Chaboche, *Mécanique des matériaux solides*. Dunod, 1996.
- [11] H. Rognon and al., "Spectral methods plasticity modeling for fatigue damage estimation :experimental application," in *VISHNO 2012 (SUPMECA, ed.)*, (Clamart, French), Jun 2012.
- [12] H. Rognon, *Comportement en fatigue vibratoire*. CETIM , rapport interne, 2009.
- [13] S. Winterstein, "Nonlinear vibration models for extremes and fatigue," *Journal Of Engineering Mechanics-ASCE*, vol. 114, pp. 1772–1790, OCT 1988.