

QUALIFICATION D'UN APPAREIL D'ÉCLAIRAGE DÉCORATIF SOU MIS AUX VIBRATIONS INDUITES PAR UN PONT FERROVIAIRE

QUALIFICATION OF A DECORATIVE LUMINAIRE SUBJECT TO RAILWAY BRIDGE INDUCED VIBRATIONS

Frédéric Marin¹, Daniel Simon¹ et Jean-Claude Golinval²

1 V2i s.a. – B-4000 LIEGE, e-mail : f.marin@v2i.be, d.simon@v2i.be

2 Département Aérospatiale & Mécanique - LTAS, Université de Liège – B-4000 LIEGE, e-mail : jc.golinval@ulg.ac.be

Mots clés : Spécification, Vibrateur, Equivalence, Modèle, Luminaire.

Keywords : Specification, Shaker, Equivalence, Model, Luminaire.

Résumé

Au même titre que la plupart des pièces mécaniques soumises aux vibrations, les appareils d'éclairage installés en extérieur sont amenés à satisfaire, en fonction de leurs conditions d'utilisation, aux exigences de procédures d'essais appliquées sur table vibrante. Celles-ci ont pour but de garantir l'intégrité structurelle du luminaire lorsque, une fois sur site, il est soumis aux effets du vent. Dans le cas des appareils d'éclairage décoratifs installés sur un pont de chemin de fer de structure métallique, le vent n'étant plus la source principale de vibrations en comparaison du trafic ferroviaire, on est dès lors confronté à une absence de toute indication appropriée décrivant l'essai à mener. Par conséquent, l'objectif de cette étude est d'élaborer une spécification d'essai de durée réduite, appliquée en laboratoire sur table vibrante, et représentative de l'environnement vibratoire réel de l'appareil à certifier. Sur base des essais réalisés en laboratoire, des prescriptions de montage et d'installation sont également formulées afin de garantir des conditions d'utilisation et d'essai identiques.

1 Introduction

L'objet de ce travail est l'étude de la tenue vibratoire des appareils d'éclairage de l'œuvre de l'artiste Jean Glibert sur le pont de la Gare du Midi à Bruxelles (Fig. 1). Les spécifications de test étant inconnues, un travail préparatoire aux essais en laboratoire est nécessaire. Celui-ci peut être résumé de la façon suivante :



Fig. 1 : Environnement vibratoire du luminaire décoratif à qualifier

- a) Mesures de vibrations sur site
Il s'agit de déterminer expérimentalement les niveaux de vibrations auxquels le luminaire sera soumis pendant sa vie, une fois installé sur le pont de la gare du Midi (Bruxelles). Des accéléromètres sont donc placés en différents points de fixation du luminaire sur le pont et leurs réponses sont enregistrées pour plusieurs passages de trains. La durée de vie des composants d'éclairage LED étant estimée à 50000 heures, la résistance mécanique du luminaire devra donc être vérifiée, au minimum, pour une durée de 100000 heures (jours + nuits), soit environ 11 ans et demie. Cependant, une pratique courante dans le domaine de l'éclairage public est d'envisager la durée de vie des appareils pour une période de 20 ans. Cette dernière valeur sera finalement utilisée pour la détermination de la spécification d'essai à réaliser en laboratoire.
- b) Analyse modale expérimentale du luminaire
Afin de déterminer le comportement vibratoire du luminaire, une analyse modale expérimentale réalisée au marteau d'impact s'impose. Celle-ci fournit, d'une part, les fréquences et modes de vibrations expérimentaux qui, comparés aux résultats théoriques, permettent de corriger le modèle, si nécessaire. D'autre part, l'amortissement modal identifié constitue une donnée importante du problème car il intervient dans tout calcul de réponse dynamique.
- c) Détermination de la sévérité de l'environnement vibratoire du luminaire
A partir des mesures effectuées et de la connaissance de la fréquence de passage des trains, la sévérité de l'environnement vibratoire du luminaire peut être estimée pour une durée de vie de 20 ans. L'approche analytique suivie est basée sur la théorie du système de référence à un degré de liberté excité par la base [1]-[4] et pour lequel les spectres de réponse extrême (*SRE*) et de dommage par fatigue (*SDF*) sont calculés. L'opération étant répétée pour l'ensemble des signaux enregistrés, une enveloppe des différents *SDF* est calculée.
- d) Détermination de la spécification d'essai à réaliser en laboratoire
L'enveloppe des *SDF* obtenue au point précédent sert de référence pour la détermination de l'essai équivalent de durée réduite à reproduire en laboratoire sur table vibrante. La recherche de cette spécification équivalente est basée sur l'hypothèse que deux environnements vibratoires sont de même sévérité s'ils produisent, une fois appliqués au système de référence à un degré de liberté, le même *SDF*. L'accélération de l'essai sera déterminée en veillant à bien reproduire le même mode de sollicitation que sur site. Pour cela, on vérifiera, dans un premier temps, que le facteur d'exagération entre *SRE* de référence et équivalent n'est pas trop important. Une valeur de 3 est généralement admise. Dans un second temps, une approche éléments finis [5] permettra de contrôler, avec plus de précision, l'état de contrainte dans l'appareil et d'éviter ainsi toute sollicitation excessive.
- e) Construction du modèle éléments finis du luminaire
Le modèle éléments finis du luminaire est construit à partir d'un relevé de cotes effectué sur un exemplaire de l'appareil mis à notre disposition. Une analyse dynamique théorique permet alors d'en déterminer les paramètres modaux (fréquences et modes propres de vibrations).
- f) Essai de traction sur silent bloc
La liaison entre la partie optique et la mâchoire du luminaire étant assurée par un silent bloc dont les propriétés mécaniques sont inconnues, un essai de traction est nécessaire. Cet essai fournit des informations essentielles telles que le module de Young du caoutchouc ainsi que la contrainte de rupture du silent bloc. Ces données complètent l'analyse éléments finis.
- g) Simulation de l'essai au moyen du modèle éléments finis
En appliquant la spécification d'essais déterminée comme excitation du modèle éléments finis, le comportement du luminaire durant le test peut être estimé.

Les spécifications d'essais obtenues seront simulées au moyen du modèle éléments finis. Ensuite, les tests sur table vibrante seront entrepris avec l'appareil réel.

2 Mesures de vibrations sur site

Les mesures de vibrations sont acquises durant le passage des trains dans l'intervalle 20-24 h, en plusieurs points de la structure métallique du pont, au droit des rails de chemin de fer (Fig. 2).

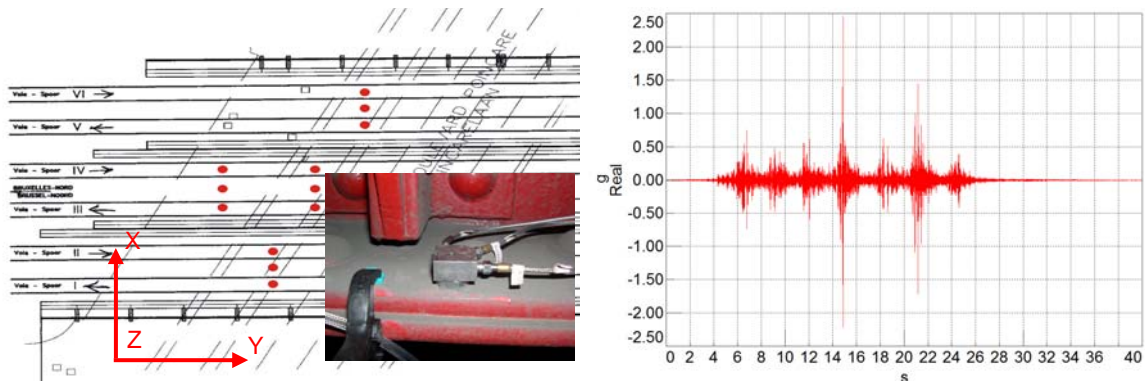


Fig. 2 : Position des points de mesure sur la structure du pont (•) et exemple de signal temporel mesuré

Chaque point de mesure consiste en un accéléromètre triaxial permettant d'acquérir simultanément les vibrations du pont selon ses trois directions structurales. Un exemple d'échantillon temporel acquis pendant le passage d'un train est également représenté à la Fig. 2.

3 Analyse modale expérimentale du luminaire

Afin de déterminer les propriétés vibratoires du luminaire considéré, une analyse modale expérimentale s'impose (Fig. 3). Cette analyse, réalisée au marteau d'impact, a pour but d'identifier, sur base des fonctions de réponse en fréquence (FRF) mesurées, les paramètres modaux de la structure que sont, les fréquences de résonance, les amortissements et les déformées modales associées (Tab. 1). Ces dernières induisent une déformation localisée au niveau de l'élément en caoutchouc assurant la liaison entre la pince de fixation et la fourche supportant le module LED. Dans un second temps, l'analyse modale permettra de valider et recalculer le modèle éléments finis construit.

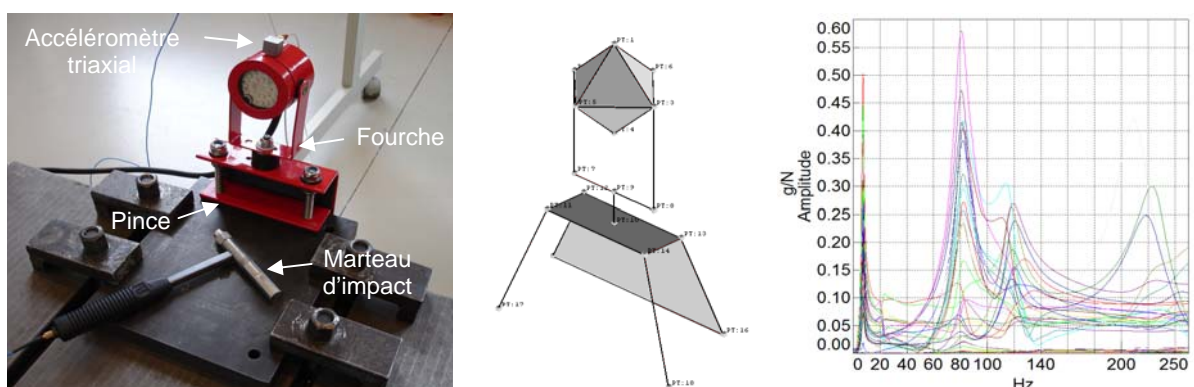


Fig. 3. Analyse modale au marteau d'impact, représentation filaire de la structure et FRF mesurées

Mode expérimentaux	Fréquence [Hz]	Amortissement [%]	Type
1	7.4	6.8	Flexion
2	20.7	12.0	Torsion
3	80.9	6.9	Pompage
4	117.4	6.8	Cisaillement

Tab. 1. Fréquences, amortissements et modes identifiés dans la plage de fréquences [0, 150] Hz

4 Sévérité d'un environnement vibratoire

4.1 Spectres de réponse extrême et de dommage par fatigue

Pendant sa vie, une structure est soumise à diverses sollicitations provenant de l'environnement dans lequel elle se trouve. Les contraintes générées peuvent provenir de vibrations sinusoïdales, aléatoires et/ou de chocs. Pour s'assurer que le dimensionnement réalisé est correct, la structure doit subir des tests de vibrations en laboratoire selon des normes bien définies. Celles-ci doivent, bien entendu, représenter l'environnement réel de la structure le plus fidèlement possible, c'est à dire : reproduire la contrainte maximale susceptible d'être rencontrée en utilisation ainsi que l'endommagement en fatigue résultant de l'accumulation des contraintes provoquées par l'excitation de l'environnement réel. Le problème de l'équivalence entre différents environnements vibratoires est donc d'une grande importance car :

- une spécification trop sévère peut entraîner un surdimensionnement et donc un équipement de coût trop élevé;
- la durée de certains phénomènes peut être telle qu'en laboratoire, il est nécessaire de déterminer un test équivalent de durée réduite.

En pratique, la sévérité de deux environnements vibratoires est établie en appliquant les excitations à la base d'un système de référence à un degré de liberté (Fig. 4) et en comparant ses réponses lorsque sa fréquence de résonance varie. Deux critères permettent de quantifier la sévérité d'un environnement vibratoire [1]-[4], à savoir :

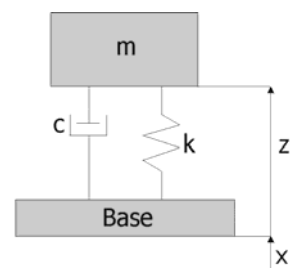


Fig. 4 : Système de référence à un degré de liberté

- le spectre de réponse extrême ou robustesse (SRE) : ce critère est basé sur le dépassement d'une valeur maximale de contrainte; ce qui pourrait engendrer une rupture immédiate ou une détérioration inacceptable.
- le spectre de dommage en fatigue (SDF) : ce critère est l'expression de la détérioration du matériau lorsqu'il est soumis à des contraintes répétées.
-

Faisant l'hypothèse d'une relation linéaire entre contrainte et déplacement, le déplacement maximal peut être considéré comme une image de la contrainte maximale.

$$\sigma_m = K Z_m \quad (\text{eq. 1})$$

L'équation du mouvement d'un tel système est donnée par :

$$\ddot{z} + 2 \varepsilon \omega_0 \dot{z} + \omega_0^2 z = -\ddot{x} \quad (\text{eq. 2})$$

où : - $x(t)$ décrit le mouvement imposé à la base;
- $z(t)$ décrit la position relative de la masse.

Pour un environnement vibratoire donné $x(t)$, la réponse maximale Z_m (déplacement relatif) dépend de la fréquence de résonance f_0 du système, pour un facteur d'amortissement ε donné. Le **spectre de réponse extrême (SRE)** ou **spectre de robustesse** est dès lors défini par l'expression :

$$R(f_0) = \omega_0^2 Z_m(f_0) = 4 \pi^2 f_0^2 Z_m(f_0) \quad (\text{eq. 3})$$

Selon l'hypothèse de Miner, le dommage total D causé au système est donné par :

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (\text{eq. 4})$$

où : - n_i est le nombre de cycles à l'amplitude σ_i ;
- N_i est le nombre maximum de cycles avant détérioration pour le même niveau de contrainte.

N_i est donné par la courbe de Wöhler du matériau qui, dans sa partie centrale, peut être approchée par la relation de Basquin (eq. 5) :

$$N_i \sigma_{i,m}^b = A^b = C \quad (\text{eq. 5})$$

où b et A sont deux paramètres dépendant du matériau.

Si l'on suppose que le matériau a un comportement linéaire, contrainte et déplacement étant reliés par une constante K , le dommage total associé au système de référence à un degré de liberté (fréquence de résonance f_0 et facteur d'amortissement ε) est finalement donné par :

$$D = \left(\frac{K}{A} \right)^b \sum_i n_i Z_{i,m}^b(f_0, \varepsilon) \quad (\text{eq. 6})$$

Le **spectre de dommage par fatigue (SDF)** est dès lors la courbe qui représente le dommage total D , fonction de la fréquence propre du système à un degré de liberté (pour ε , K , A , b donnés).

4.2 Application au cas du luminaire décoratif

La comparaison de la sévérité des environnements vibratoires réel et équivalent se faisant sur base d'une même structure, à savoir le luminaire décoratif considéré, les paramètres K et A définis au paragraphe précédent peuvent être pris égaux à 1. Le domaine de variation du coefficient b se situe généralement entre 3 et 25. Une valeur de 9 est toutefois retenue car, selon la référence [4], elle est représentative de la majorité des matériaux et est considérée comme valeur standard par la norme MIL-STD-810. Finalement, l'amortissement ε introduit dans le système à un degré de liberté représente la moyenne des amortissements identifiés lors de l'analyse modale expérimentale pour chacun des modes de vibration du luminaire, soit 8 %.

Les différents spectres de réponse sont alors obtenus en appliquant chacun des échantillons temporels de l'accélération mesurée comme excitation à la base du système de référence à un degré de liberté. Les résultats obtenus sont présentés à la Fig. 5. A partir de l'ensemble des spectres ainsi calculés, il est possible d'en déterminer l'enveloppe, représentative de la sévérité maximale de l'environnement vibratoire du luminaire pour le passage d'un train.

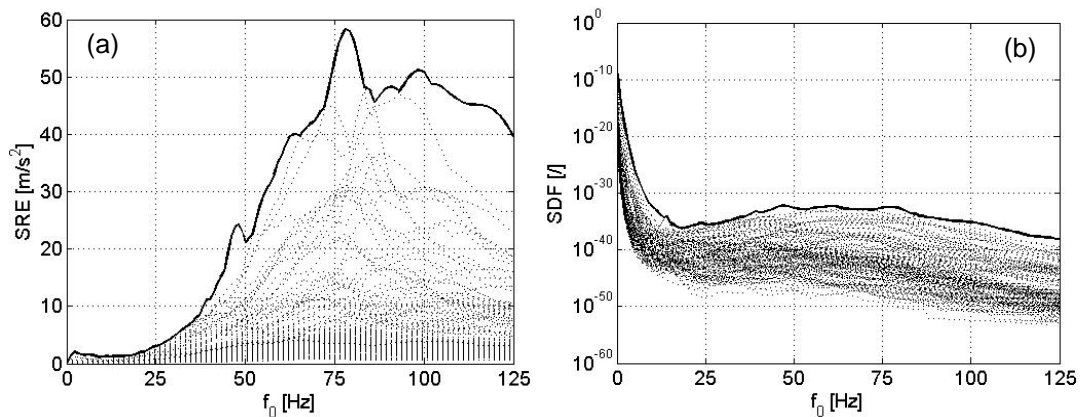


Fig. 5 : Sévérité de l'environnement vibratoire du luminaire décoratif associée au passage d'un train sur le pont de la Gare du Midi : (a) SRE; (b) SDF.

A partir de l'enveloppe des SDF obtenus pour le passage d'un train, la sévérité de l'environnement vibratoire du luminaire pour l'ensemble de sa vie, à savoir 20 ans, peut en être déduite. La fréquence de passage la plus importante se produit entre 20 et 21 h et est d'environ 30 trains à l'heure. Afin d'être conservatif, cette fréquence est appliquée pour l'entièreté de la durée de vie du luminaire, soit une moyenne de 5256000 trains en 20 ans. En appliquant ce facteur multiplicatif, le SDF obtenu pour une période de 20 ans est présenté à la Fig. 6 et sert alors de base à la détermination de l'essai équivalent, de nature aléatoire, à réaliser en laboratoire sur table vibrante. Tout comme pour l'environnement de référence, la théorie du système à un degré de liberté est appliquée au test équivalent afin d'en déterminer la sévérité. Le calcul de l'équivalence est basé sur l'égalité des SDF entre l'environnement réel et l'essai de durée réduite à réaliser en laboratoire. La durée de l'essai et la plage fréquentielle d'excitation étant fixées, les inconnues du problème sont les niveaux d'accélération à imposer à la base du système de référence à un degré de liberté. La spécification d'essai conduisant aux spectres de la Fig. 6 est résumée au Tab. 2.

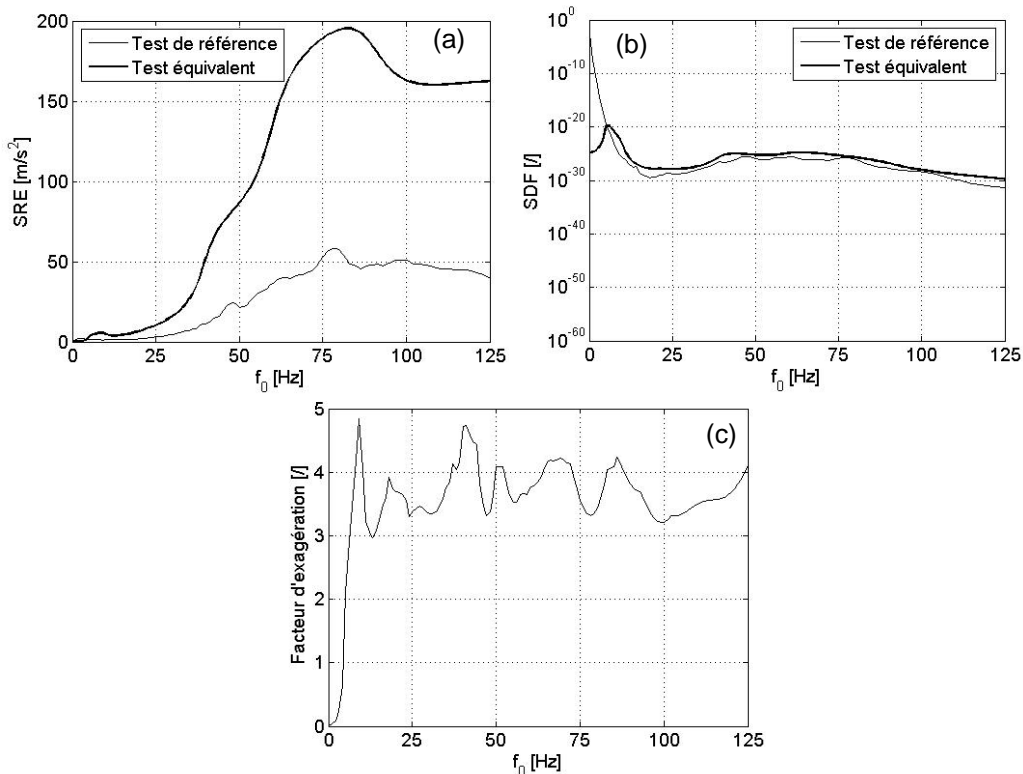


Fig. 6 : Test accéléré équivalent à l'enveloppe des SDF du pont du Midi pour $\varepsilon = 8\%$, $b = 9$ et $A = K = 1$: (a) SRE; (b) SDF; (c) Facteur d'exagération

Référence	Excitation	Niveau	Durée
	Pont du Midi	Niveaux d'accélération mesurés sur le pont	20 ans
Equivalence	Aléatoire	$[(m/s^2)^2/Hz]$	2 h par axe
	[5, 10] Hz	$1.71 \cdot 10^{-2}$	
	[10, 20] Hz	$1.71 \cdot 10^{-3}$	
	[20, 40] Hz	$4.28 \cdot 10^{-3}$	
	[40, 60] Hz	$5.10 \cdot 10^{-1}$	
	[60, 90] Hz	$2.01 \cdot 10^0$	
	[90, 125] Hz	$6.86 \cdot 10^{-1}$	
	[125, 750] Hz	$5.92 \cdot 10^{-1}$	
	[750, 1100] Hz	$9.68 \cdot 10^{-2}$	
	[1100, 2000] Hz	$2.94 \cdot 10^{-3}$	

Tab. 2 : Spécification d'essai de durée réduite (niveau RMS = 22.4 m/s²)

Comme l'illustre la Fig. 6 6 (c), le rapport des SRE permet d'estimer le *facteur d'exagération* engendré par l'accélération du test. Celui-ci est compris entre 3 et 5 compte tenu du fait que le test équivalent est conservatif par rapport à l'enveloppe définissant l'environnement vibratoire réel du luminaire décoratif, Fig. 6 (b). Une vérification de l'état de contrainte dans l'appareil au moyen du modèle éléments finis permettra de s'assurer que l'accélération du test n'est pas trop importante.

5 Modèle éléments finis du luminaire

Le modèle éléments finis est construit à partir de la CAO du luminaire décoratif, Fig. 7. Les propriétés du modèle sont les suivantes :

- la partie optique est représentée par une masse concentrée en son centre de gravité. Elle est par conséquent considérée comme rigide et reliée à la fourche au moyen de liaisons rigides;
- la fourche et la pince en U sont constituées d'éléments de coque;
- Les vis d'ajustement de la pince sont simulées par des éléments de poutre;
- le silent bloc est modélisé par des éléments volumiques et se compose d'un corps en caoutchouc fermé à chaque extrémité par une pastille métallique;
- les assemblages sont supposés parfaits;
- les conditions aux limites envisagées sont supposées être proches de l'encastrement parfait.

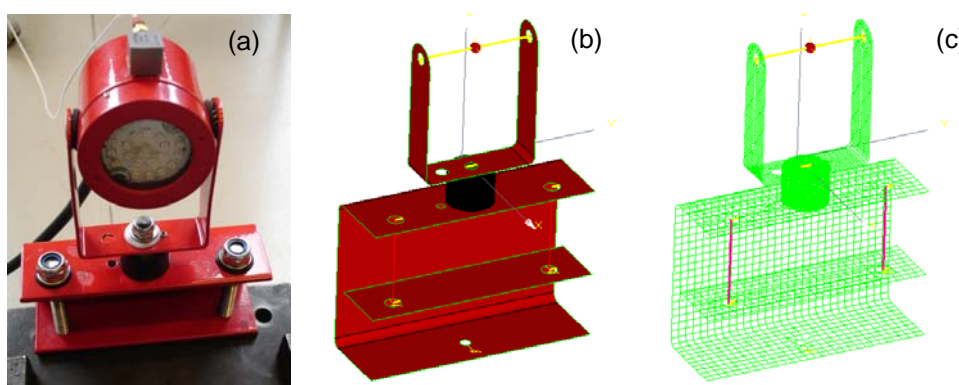


Fig. 7 : Vues du luminaire décoratif : (a) Appareil réel; (b) Modèle géométrique CAO, (c) Modèle éléments finis

L'unique inconnue du modèle étant le module de Young du silent bloc, celui-ci est obtenu en recalant les fréquences propres du modèle éléments finis sur les fréquences identifiées lors de l'analyse modale expérimentale, Tab. 3.

Mode éléments finis	Fréquence [Hz]	Erreur [%]	Type (Fig. 8)
1	7.3	-1.3	Flexion
	7.4	0.0	
2	19.8	-4.2	Torsion
3	86.2	+6.6	Compression
4	110.4	-5.9	Cisaillement
	115.8	-1.3	

Tab. 3 : Comparaison de l'analyse modale éléments finis avec les résultats expérimentaux ($E_{\text{silent bloc}} = 4.7 \text{ MPa}$)

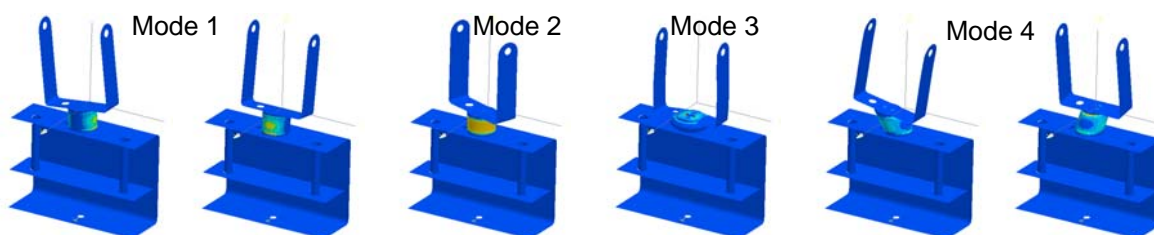


Fig. 8 : Modes et énergies de déformation éléments finis

L'application, au modèle éléments finis, de la spécification d'essai définie au Tab. 2 permet d'estimer les contraintes induites dans l'élément le plus sollicité, à savoir le silent bloc. Les contraintes recensées en fonction de la direction d'excitation sont résumées au Tab. 4. Même après l'application d'un coefficient de sécurité de 3, les contraintes maximales auxquelles on peut s'attendre sont bien inférieures à la contrainte de désolidarisation du silent bloc déterminée par essai de traction (9 à 13 MPa). Par conséquent, le test accéléré devrait reproduire correctement le mode d'endommagement du luminaire soumis aux vibrations induites par le pont de la Gare du Midi.

Axe	σ_{RMS} [MPa]	σ_{pic} [MPa]	Coefficient de sécurité	σ_{max} [MPa]
OX	0.22	1.11	3	3.33
OY	0.11	0.55	3	1.65
OZ	0.19	0.93	3	2.79

Tab. 4 : Prévion des contraintes dans le silent bloc

6 Essais sur table vibrante

Comme illustré à la Fig. 9 9, les essais ont été réalisés pour un écartement de la mâchoire d'environ 35 mm et un porte-à-faux de 20 mm. Le montage de l'appareil a été effectué en imposant un couple de serrage aux vis de la mâchoire (15 Nm), entre la fourche et le silent bloc (5 Nm) ainsi qu'entre le silent bloc et le profilé en U (5 Nm). Après 2 heures d'essai selon chacun des axes structuraux du luminaire, aucune modification significative de sa réponse en fréquence n'a été observée. Son intégrité structurelle n'a par conséquent pas été remise en cause. De plus, l'appareil ayant été mis sous tension, aucune anomalie de fonctionnement n'est apparue au cours des essais.

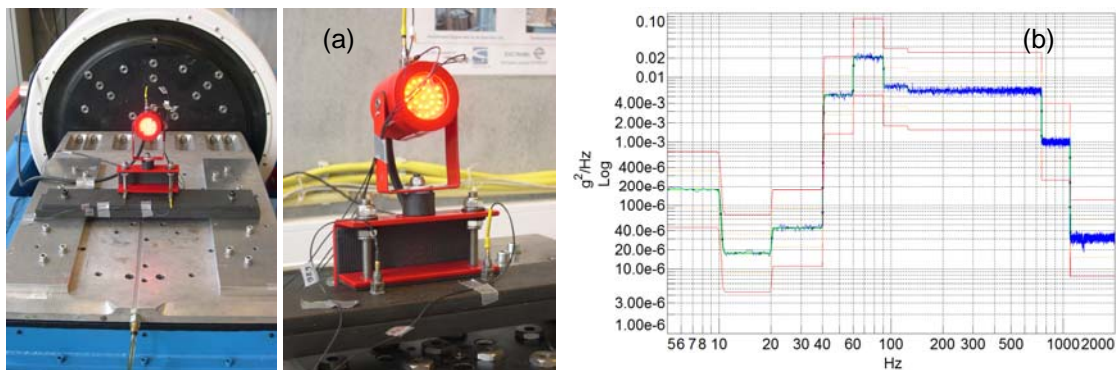


Fig. 9 : Essai d'endurance selon l'un des axes structuraux du luminaire décoratif : (a) Montage sur table vibrante; (b) Signal de pilotage (densité spectrale de puissance)

7 Conclusions

Le succès des essais menés sur table vibrante démontrent que le luminaire testé satisfaisait aux exigences de la spécification développée sur base du niveau vibratoire généré par le passage des trains sur le pont de la Gare du Midi (Bruxelles). Une simulation éléments finis, préalable aux essais sur table vibrante, a permis d'une part, de vérifier la pertinence de l'essai équivalent accéléré développé sur base du système de référence à un degré de liberté et, d'autre part, de prédire la réussite des essais de qualification.

Références

- [1] F. Cambier, P. Dehombreux, O. Verlinden and C. Conti, «Equivalence Criteria between Mechanical Environments». *European Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 41 No. 4, 219-226. 1997.
- [2] GAM-EG-13 (Norme Française), «Essais généraux en environnement des matériels». *Ministère de la Défense, Délégation Générale pour l'Armement*. 1992.
- [3] C. Lalanne, «Vibrations et chocs mécaniques, Dommage par fatigue (Tome 4)». *Paris, France : HERMES Science Publications*. 1999.
- [4] C. Lalanne, «Vibrations et chocs mécaniques, Elaboration des spécifications (Tome 5)». *Paris, France : HERMES Science Publications*. 1999.
- [5] O. Zienkiewicz, «The Finite Element Method». *Londons, U.K. : MCGRAW-HILL*. 1977.