HAL open science

Efficacité vibratoire d'une protection arrière rigide de tableau : expérience et modèle

Jean-Michel Génevaux, Guillaume Hamard, Vincent Lamarins, Thomas Pringent

To cite this version:

Jean-Michel Génevaux, Guillaume Hamard, Vincent Lamarins, Thomas Pringent. Efficacité vibratoire d'une protection arrière rigide de tableau : expérience et modèle. 19 ième congrès français de mécanique, Aug 2009, marseille, France. pp.481. hal-00366549v2

HAL Id: hal-00366549

https://hal.science/hal-00366549v2

Submitted on 16 Mar 2009

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Efficacité vibratoire d'une protection arrière rigide de tableau : expérience et modèle

J.M. GÉNEVAUX[a], G. HAMARD[b], V. LAMARINS[b], T. PRIGENT[b]

a. Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine, av. O Messiaen, 72000 Le Mans
b. Licence Professionnelle Ingénieurie Acoustique et Vibratoire, Université du Maine, av. O Messiaen, 72000 Le Mans

Résumé :

Différents types de protections arrières sont utilisés pour limiter les vibrations des toiles tendues sur châssis lors du déplacement de ces oeuvres entre musées. Dans le cas d'une protection arrière rigide, cette communication confronte un modèle à des mesures et permet de quantifier les effets de rigidité, masse et amortissement ajoutés. Une optimisation de la protection arrière est alors permise.

Abstract :

To limit the vibrations of paintings several types of backing board are used. For a rigid one, the distance between the canvas and the backing board is modified during experiments, in order to quantify the fluid-struture interactions. This paper extracts the parameters of a 1D model (added stifness, mass and damping). Thus, an optimisation of the position and parameters of backing board can be envisaged.

Mots clefs : tableau, protection arrière, conservation-restauration, couplage fluide-structure, vibrations

1 Diminution de la sensibilité aux vibrations

Diminuer les niveaux vibratoires subis pas les toiles lors des transports d'oeuvres d'art de type tableau est un enjeu majeur pour la conservation de celles-ci. En effet, si les caractéristiques d'humidité et de température sont actuellement bien contrôlées lors du transport, la problématique des vibrations et des dommages engendrés si des seuils de vibration sont dépassés sont actuellement un point critique pour donner ou non l'autorisation de transport d'une oeuvre [1]. Deux thèmes sont à explorer : quelles sont les limites admissibles de vibration en fatigue des couches picturales pour éviter l'apparition ou la propagation de fissures, et comment réduire les niveaux vibratoires de ces couches picturales lors du transport.
Cette étude concerne le second point dans le cas de l'utilisation de protections arrières rigides, afin de quantifier et modéliser les mécanismes qui permettent effectivement de réduire d'un facteur 4 les niveaux vibratoires mesurés par rapport à la toile sans protection [2].
Dans une première partie, une configuration d'étude est choisie. Les évolutions expérimentales des déformées modales, des fréquences, des amortissements sont ensuite présentées en fonction de la distance entre protection arrière et toile. Ces résultats sont ensuite confrontés à une modélisation simple des interactions entre la toile, le châssis, le volume d'air emprisonné et les éventuelles fuites.

2 Configuration d'étude

Les protections arrières peuvent être faites avec des toiles (Tyvek, toile de bateau...) tendues à l'intérieur du châssis et passant sous la croix, ou des structures rigides (carton, polycarbonate) positionnées en contact avec le plan arrière du châssis du tableau [2]. Cette seconde configuration a été choisie. Pour mieux comprendre les modifications du système couplé fluide-structure formé de la toile, le châssis, la protection arrière et l'air plus ou moins emprisonné, la distance e entre le plan de la toile et la protection arrière est variable 1. La distance minimale $e = 0,021$ m correspond à un positionnement de la protection arrière à l'intérieur du châssis au plus proche de la toile sans qu'il y ait contact. La distance maximale utilisée $e = 0,085$ m permet de tendre vers la solution sans protection arrière, qui est aussi mesurée comme état de référence.
La structure sollicitée est une toile de lin enduite non peinte de dimensions (largeur $a = 1,16$ m, hauteur $b = 0,88$ m) dont le châssis en sapin est formé de traverses de section $0,018$ x $0,068$ m^2, avec une croix de section $0,018$ x $0,060$ m^2. La distance entre le plan de la toile et le plan arrière du châssis est $e_1 = 0,028$ m. Un jeu de 0.01 m existe donc entre la toile et la croix, permettant les vibrations de celle-ci en son centre. Les

FIG. 1 – Le tableau et ses protections arrières en position reculées.

protections arrières sont faites en contreplaqué trois plis d'épaisseur $h_c = 0,006$ m de dimensions transverses telles qu'elles peuvent se glisser avec un faible jeu entre châssis et croix. Leur positionnement par rapport au plan de la toile est assuré par trois équerres. La structure est suspendue afin d'approcher une configuration libre et de diminuer au maximum les fréquences des modes de corps rigide.
L'effort d'excitation est mesuré par un capteur de force fixé en un point de la face arrière du châssis. Les réponses sont mesurées au vibromètre laser à balayage sur toute la surface de la toile et par un accéléromètre de référence fixé sur la face avant du châssis au même point que le point d'excitation.
Le pilotage en excitation se fait par des sinus glissants dans la gamme 0-100 Hz. Les fonctions de réponse en fréquence H_v (mobilité = vitesse/force) permettent l'identification des fréquences propres, des formes propres et des amortissements modaux associés.

3 Résultats expérimentaux

L'observation des déformées modales sur la surface de la toile fait apparaître plusieurs types de mode : des modes de solide rigide à très basses fréquences, des modes de toile (m, n) avec $m - 1$ le nombre de lignes nodales dans la direction de longueur a et $n - 1$ le nombre de lignes nodales dans la direction de longueur b (le mode (1,1) correspond à un seul ventre de vibration sur la toile), mais aussi des modes où châssis et toile vibrent simultanément [3].
Les modes de solide rigide apparaissent à des fréquences inférieures à 7 Hz et sont aisément identifiables par des champs de vitesse bilinéaires.
Sans protections arrières, les modes de châssis et de toile apparaissent à des fréquences différentes et sont relativement découplés pour les essais. Ces deux types de modes sollicitent la toile et doivent donc être pris en compte pour le dimensionnement aux vibrations. Néanmoins, les modes de châssis seront fortement modifiés par les conditions aux limites lors de l'installation dans les caisses de tranport (MRT) : le cadre n'étant plus libre, les fréquences de ces modes sont a priori rejetés à des fréquences plus hautes. La fonction de réponse en fréquence, en terme de mobilité moyennée sur la toile est présentée avec quelques formes propres associées figure 2.
Avec des protections arrières, la rigidification importante du châssis et le couplage par l'air entre la toile et la protection arrière, implique des formes propres qui font apparaître simultanément des mouvements de toile et de châssis. La classification est donc plus difficile (voir tableau 1). Les évolutions des fréquences, mobilité et amortissement pour chaque mode peuvent néanmoins être partiellement suivi (figure 3) :
– plus la protection arrière du tableau est proche de la toile, plus la fréquence de résonnance associée à un mode est haute,
– en fonction de e, la dissipation présente un maximum alors que la cavité entre toile et protection arrière est presque fermée,

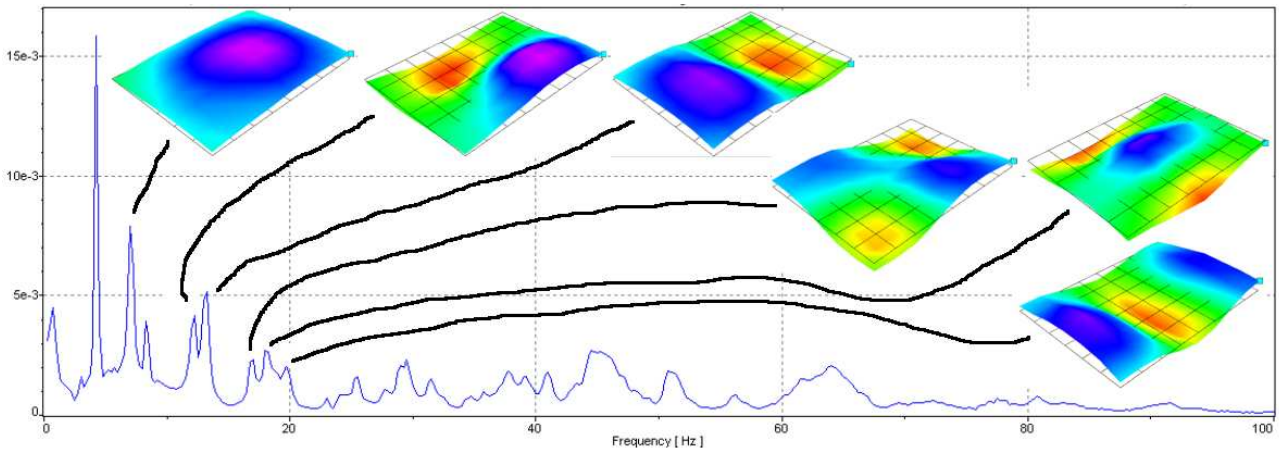

FIG. 2 – Exemple de fonction de réponse en fréquence vitesse/force moyennée sur l'ensemble des points pour la toile sans protection arrière.

- l'amplitude moyenne des vibrations diminue avec la réduction de la distance entre protection arrière et toile (par exemple pour le mode (1,2) la mobilité est divisée par 5),
- lorsque la protection arrière est dans une position en contact avec le châssis, les formes propres présentent des déformations de châssis non négligeables par rapport aux déformations de toile,
- rendre étanche le jeu entre protection arrière et châssis ne modifie pas de façon significative les fréquences et formes propres : ces légères fuites ne jouent pas le rôle de capillaires.

4 Modèle et confrontation à l'expérience

4.1 Recherche du mode sollicitant le plus les couches picturales

Les sollicitations des couches picturales sont proportionelles à la courbure locale de la toile [2]. Si l'on considère un modèle de membrane rectangulaire tendue, les déformées modales (m, n) sont de la forme

$$w_{mn}(x, y) = A_{mn} \sin(n\pi x/a) \sin(m\pi y/b), \tag{1}$$

avec (x, y) les coordonnées d'un point de la membrane prises par rapport à un angle de celle-ci. Les pulsations propres $\omega_{mn} = \pi\sqrt{(m/a)^2 + (n/b)^2}\sqrt{T/\rho_s}$ sont reliées à la masse surfacique ρ_s de la membrane et à sa tension T supposée identique dans les deux directions.
La courbure maximale $\xi_x = -A_{mn}\,(m\pi/a)^2$ dans la direction x est fonction de l'amplitude des vibrations et du nombre d'onde dans cette direction. De même $\xi_y = -A_{mn}\,(n\pi/b)^2$ dans la direction y. Pour détecter le mode le plus préjudicable à l'oeuvre, il faut quantifier pour chaque mode la courbure maximale $\xi_{mn} = sup(\xi_x, \xi_y)$.
Les fonctions de réponses en fréquence déplacement/force H_d peuvent être déduites de celles en mobilité H_v qui sont mesurées en chaque point. La valeur de l'amplitude du mouvement d'un mode (m, n) est donc,

$$A_{mn} = H_v(\omega_{mn}/(i\omega_{mn}). \tag{2}$$

Ceci est utilisé pour détecter le mode le plus préjudiciable dans le cas d'une excitation d'amplitude indépendante de la fréquence. Par exemple pour le tableau sans protection arrière (tableau 2), le mode (1,2) présente les courbures expérimentales les plus grandes. La modélisation présentée par la suite se focalisera donc à ce mode.

4.2 Modèle unidimensionnel

Un mouvement de type piston sur une surface $a\,\frac{b}{2}$ est associé au mouvement de la toile sur le mode $(1, 2)$. A chaque configuration c1,c2 et c3 associée à la distance e, peut être associé un modéle m1, m2 ou m3 (figure 4). La toile est modélisée par une masse équivalente m, un amortissement équivalent c et une rigidité équivalente k due à la tension de la toile. Le modèle doit prendre en compte la présence d'air sur les faces avant (indicés $_{av}$) et arrière (indicés $_{ar}$) : rigidités k_{av} et k_{ar}, de masses ajoutées m_{av} et m_{ar}, et de dissipations ajoutées c_{av} et c_{ar}. A ces modèles à 1 degré de liberté sont associées a proximité de la résonnance étudiée, les fonctions de réponse en fréquence en mobilité,

$$H_{v,12}(\omega) = \frac{i\omega_{12}/k_t}{1 - (\omega/\omega_{12})^2 + i2\zeta_t\omega/\omega_{12}}, \tag{3}$$

e m	f_{12} Hz	amortissement ζ (%)	$A_{12}\omega_{12}$ ms^{-1}N^{-1}
∞	15,5	0,68	0,028
0,085	16,5	0,71	0,017
0,043	12,0	1,60	0,008
0,038	14,0	1,61	0,006
0,028	43,0	0,62	0,005
0,021	non mesurable		

TAB. 1 – Caractéristiques modales du tableau en fonction de la position des protections arrières pour le mode $(1, 2)$.

avec k_t la somme des rigidités sur le système, $\omega_{12} = \sqrt{\frac{k_t}{m_t}}$, avec m_t la somme des masses, $\zeta_t = \frac{c_t}{2\sqrt{k_t m_t}}$ avec c_t la somme des coefficients de dissipations supposées visqueuses. En inversant ces relations, les FRF de mobilité, permettent d'identifier pour un mode k_t, m_t puis c_t, à partir de la dissipation ζ_t, de l'amplitude $A_{12}\omega_{12}$ et de la pulsation ω_{12} du pic par,

$$k_t = \frac{\omega_{12}}{2\zeta(A_{12}\omega_{12})}, \tag{4}$$

$$m_t = \frac{k_t}{\omega_{12}^2}, \tag{5}$$

$$c_t = 2\zeta\sqrt{k_t m_t}. \tag{6}$$

Pour le mode $(1, 2)$ et les différentes distances e entre toile et protection arrière, les paramètres du modèle sont présentés tableau 3. On constate en fonction des configurations :

- **c1 sans protection arrière :** les impédances de rayonnement sur les faces avant et arrière sont identiques. La rigidité équivalente du modèle est principalement due à la tension de la toile. La dissipation est due à la perte d'énergie par rayonnement.
- **c2 protection arrière proches avec fuites :** sur la face arrière, l'air s'échappe sur les bords, impliquant une accélération importantes dans les zones de fuite donc une masse ajoutée croissante. Les oscillations de la toile impliquent des compressions-détentes du fluide sur la face arrière, donc une rigidité accrue. Les frottements visqueux dans la zone de fuite provoquent une augmentation importantes des dissipations.
- **c3 protection arrière fermant la cavité :** Le fluide arrière est sollicité en compression-détente et la rigidité ajoutée est importante. La dissipation n'est dûe qu'à la dissipation volumique. Elle est donc plus faible que dans la configuration c2. La masse ajoutée rediminue faiblement.

4.3 Modèle prévisionnels

Les grandes tendances ayant été quantifiées par le modèle 1D, des modèles prévisionnels ne peuvent être développés que par une prise en compte d'un mouvement de la toile en accord avec les équations de membranes.
Si la configuration c2, n'a d'intérêt que pour comprendre les interactions entre toile et protection arrière, elle laisse entrevoir une possibilité d'augmentation de la dissipation par une gestion optimale des fuites, que ce soit latérale entre châssis et protection arrière où en rendant cette protection arrière poreuse à l'aide de trous capillaires.
La configuration c3, utilisée actuellement par les conservateurs-restaurateurs, doit être l'objet d'une modélisation plus spécifique. Pour la face arrière, un champs de vitesse linéaire entre toile et protection arrière, implique en effet que la masse ajoutée ne représente qu'un tiers de la masse comprise dans la cavité. La rigidité est d'autant plus grande que la protection arrière est proche de la toile (voir l'évolution de la fréquence pour le mode (1,1) figure 3). L'insertion de la protection arrière en contact avec le châssis renforce celui-ci, faisant évoluer fortement les fréquences propres et les formes propres. Les conditions aux limites pour la toile ne sont plus celles d'appuis simples immobiles. Un modèle couplé châssis et protection arrière - toile - cavité d'air - rayonnement sur la face avant, reste à développer, sans oublier la prise en compte de conditions aux limites réalistes une fois l'ensemble inclus dans les caisses de transport (MRT).

5 Conclusion

Les mesures vibratoires d'une toile sans et avec protections arrières ont permis de quantifier les effets de rigidité, masse et dissipation ajoutées. Un modèle simple unidimensionnel met en exergue le fonctionnement de ce système couplé fluide-structure. Néanmoins, une modélisation plus précise tridimensionelle de l'écoulement, du rayonnement et de la rigidification du châssis par les protections arrières reste nécessaire. L'utilisation de trous capillaires pour augmenter encore la dissipation et donc diminuer la mobilité, sera présentée oralement.

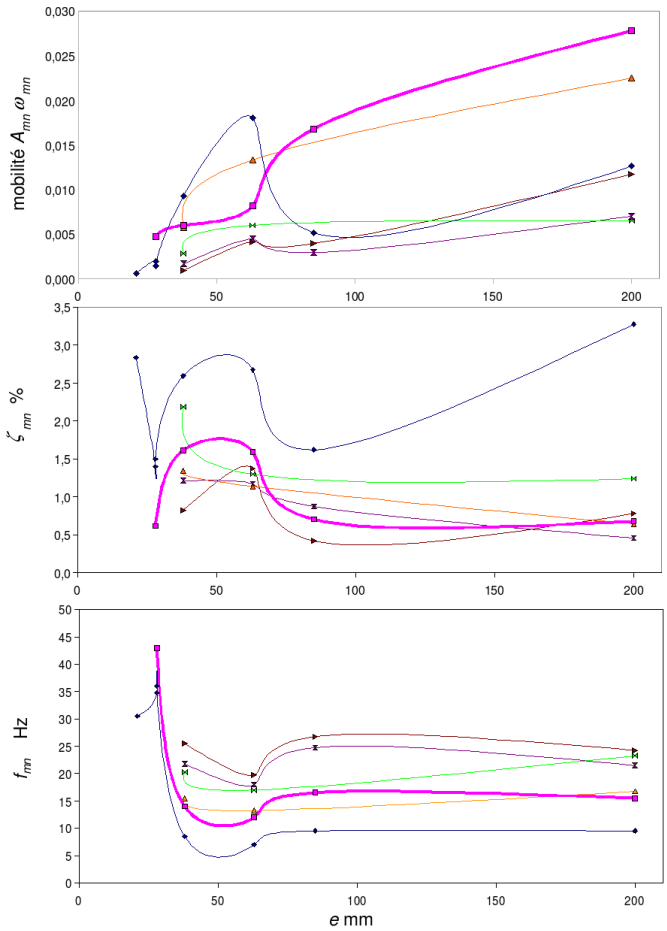

FIG. 3 – Evolutions des fréquences, mobilité et amortissement pour chaque mode, en fonction de la distante e toile - protection arrière : losange bleu mode (1,1) ; carré rose mode (1,2) ; triangle orange mode (2,1) ; papillon vert mode (2,2) ; papillon violet mode (1,3) ; triangle marron mode (3,1)

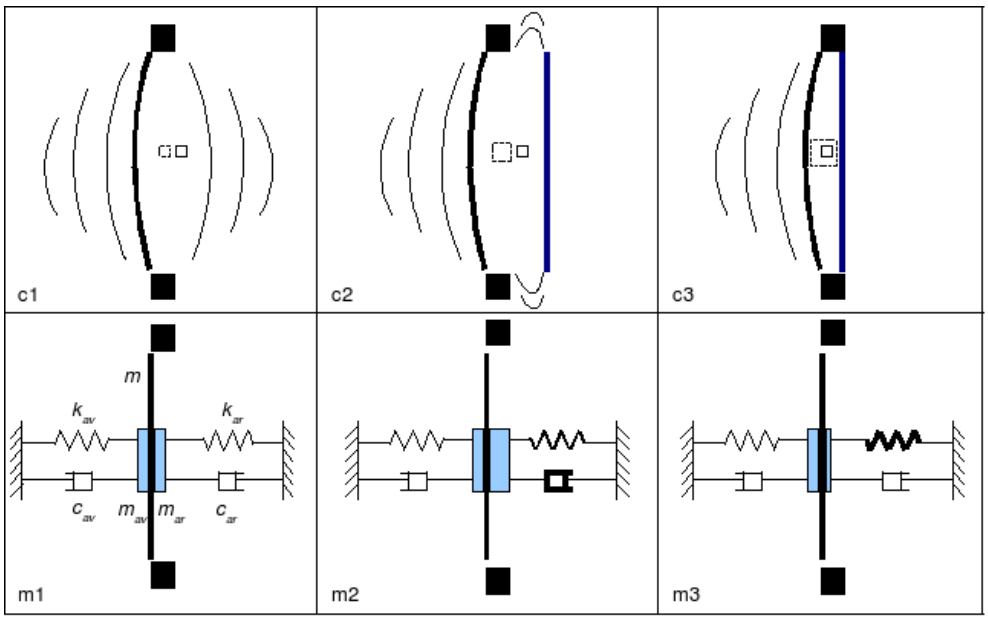

FIG. 4 – Les différents modèles 1D en fonction de la distance e toile - protection arrière.

m	n	f_{mn} Hz	$A_{mn}\omega_{mn}$ m/s/N	ξ_{mn} 1/(Nm)
1	1	9,50	$1,3\ 10^{-2}$	$2,7\ 10^{-3}$
1	2	15,50	$2,8\ 10^{-2}$	$14,7\ 10^{-3}$
2	1	16,75	$2,3\ 10^{-2}$	$6,4\ 10^{-3}$
1	3	21,50	$0,7\ 10^{-2}$	$5,9\ 10^{-3}$
2	2	23,25	$0,7\ 10^{-2}$	$2,4\ 10^{-3}$
3	1	24,50	$1,2\ 10^{-2}$	$5,2\ 10^{-3}$

TAB. 2 – Evolution des fréquences, amplitudes et courbures dans le cas du tableau sans protections arrières.

e m	modèle	k_t Nm^{-1}	m_t kg	c_t Nsm^{-1}
∞	m1	$2,56\ 10^5$	27	36
0,085	m1	$4,29\ 10^5$	40	59
0,043	m2	$2,95\ 10^5$	52	125
0,038	m2	$4,55\ 10^5$	59	167
0,028	m3	$39,2\ 10^5$	54	200
0,021	m3	non quantifiable		

TAB. 3 – Evolution des rigidité, masse et amortissement apparents du modèle en fonction de la distance e entre toile et protection arrière.

Références

[1] Marcon P. Shock, vibration and protective package desing. proceedings of « Art in transit », London, UK, pp 107-119, 1991.

[2] Génevaux J. Les courbures locales, limites en fatigue d'un tableau soumis à des vibration : l'usage des protections arrières. Conservation-Restauration des biens culturels, 25, pp 37–44, 2007.

[3] Hamard G., Lamarins V., and Prigent T. Quantification de l'efficacité en vibration des protections arrières de toile. Technical report, Université du Maine, Licence Professionnelle Ingénieurie Acoustique et Vibratoire, 2009.