HAL
open science

Caractérisation des matériaux poreux par l'étude du rayonnement d'une plaque traitée acoustiquement

Olivier Doutres, Nicolas Dauchez, Jean-Michel Génevaux

To cite this version:

Olivier Doutres, Nicolas Dauchez, Jean-Michel Génevaux. Caractérisation des matériaux poreux par l'étude du rayonnement d'une plaque traitée acoustiquement. 17 ème Congrès Français de Mécanique, Sep 2005, Troyes, France. pp.CFMOD. hal-00331635

HAL Id: hal-00331635

https://hal.science/hal-00331635

Submitted on 17 Oct 2008

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.

Caractérisation des matériaux poreux par l'étude du rayonnement d'une plaque traitée acoustiquement

Olivier Doutres, Nicolas Dauchez, Jean-Michel Génevaux

Laboratoire d'Acoustique UMR CNRS 6613
Univ. du Maine, 72095 Le Mans Cedex 9, FRANCE
olivier.doutres.etu@univ-lemans.fr

Résumé :

Cet article propose une méthode de caractérisation des propriétés viscoélastiques des matériaux poreux pour des applications de type automobile (plafonnier, tablier,...) ou aéronautique (garnissage de carlingue, habitacle pilote). Le système étudié se compose d'une plaque vibrante recouverte d'une couche poreuse. L'objectif est de modéliser le rayonnement de cette structure puis d'ajuster les simulations sur des données expérimentales pour déterminer les propriétés viscoélastiques de la couche poreuse. Le modèle analytique proposé décrit le rayonnement de la structure en considérant le découplage des comportements acoustiques et vibratoires. L'effet de la couche poreuse sur le rayonnement acoustique de la structure est étudié en tenant compte des couplages entre le fluide environnant et le squelette du matériau poreux. Pour cela, un modèle unidimensionnel de propagation d'ondes dans la couche poreuse a été développé en utilisant la théorie de "Biot-Allard". Ce modèle est ensuite appliqué au rayonnement d'une plaque circulaire encastrée vibrant dans un écran rigide. Le recalage par rapport à des données expérimentales permet alors de déterminer les propriétés viscoélastiques du matériau poreux.

Abstract :

Porous materials are widely used as passive acoustic absorbers. For optimal design, it is often necessary to know the viscoelastic properties of these materials in the frequency range relevant to their application. An analytical model has been developped to characterize the viscoelastic properties of porous material when it is attached to a structure subjected to vibration. This model, based on the separation of acoustical and vibratory behaviours, determine the radiation efficiency of the coupled system taking into account the porous effect on plate radiation according to "Biot-Allard" theory. Viscoelastic properties are obtained by fitting the model to experimental measurements carried out on a circular plate clamped in a rigid baffle.

Mots-clefs :

matériau poreux ; propriétés mécaniques ; caractérisation expérimentale ; rayonnement acoustique

1 Introduction

Les matériaux poreux tels que les mousses polymères et les fibreux sont très utilisés comme insonorisant dans les domaines automobile et aéronautique : de faible masse, ils permettent une bonne absorption acoustique et un amortissement des structures sur lesquelles ils sont attachés. Leur modélisation au sein d'une structure vibrante nécessite de connaître les caractéristiques de couplage entre les deux phases telles que la porosité, la résistivité au passage de l'air, mais aussi les propriétés mécaniques du squelette : module d'Young et facteur d'amortissement structural en fonction de la fréquence. Plusieurs méthodes de mesure de ces propriétés mécaniques existent mais présentent des limitations : les méthodes quasistatiques basées sur la déformation en compression ou cisaillement d'un échantillon en basses fréquences ne permettent pas de déterminer en pratique les propriétés au delà de 100 Hz [1] ; les méthodes dynamiques, basées sur les résonances longitudinales d'un échantillon [2], ne prennent pas en compte le couplage

avec l'air et sont donc susceptibles de surévaluer l'amortissement. Par ailleurs, les matériaux poreux étant fortement anisotropes [3], la mesure d'un module de rigidité obtenu pour une déformation donnée n'est pas utilisable pour un autre type de déformation. Il apparaît donc qu'une méthode faisant travailler le matériau dans un mode proche de celui que l'on souhaite modéliser soit plus adaptée. Ainsi, deux méthodes basées sur la vibration d'une plaque poreuse [4] et d'une poutre couverte de poreux [5] ont été étudiées. Elles négligent cependant le couplage avec le fluide environnant de sorte qu'une mauvaise évaluation de l'amortissement peut être obtenue.

Dans cet article, nous proposons une méthode où le poreux est sollicité par la vibration d'une plaque et où le couplage avec le fluide environnant n'est pas négligé. La méthode repose sur le recalage du facteur de rayonnement d'une plaque circulaire couverte d'un matériau poreux. Le modèle utilisé est analytique : il est construit en faisant l'hypothèse que les comportements vibratoires et acoustiques peuvent être découplés. Le *modèle de rayonnement* permet de prendre en compte le couplage "squelette - fluide extérieur" à travers une impédance, calculée à partir de la théorie de "Biot-Allard". Le *modèle vibratoire* consiste à déterminer les propriétés mécaniques équivalentes de la structure "plaque/poreux" en considérant uniquement les propriétés du squelette de la couche poreuse [6].

Après avoir rappelé les calculs de rayonnement d'une plaque caractérisée par son impédance, nous présenterons le calcul de cette impédance obtenue à partir de la théorie de "Biot-Allard". Le modèle est alors appliqué au rayonnement d'une plaque circulaire encastrée, en prenant en compte uniquement l'influence des modes axisymétriques. Les simulations sont ajustées à des données expérimentales pour déterminer les propriétés viscoélastiques de la couche poreuse.

2 Théorie

2.1 Rayonnement acoustique de la structure traitée

Le facteur de rayonnement σ est défini comme le rapport de la puissance acoustique rayonnée Π_a sur la puissance vibratoire Π_v, $\sigma = \Pi_a/\Pi_v$. Considérons une plaque caractérisée par une impédance Z_T vibrant dans un écran infini. Pour un mouvement harmonique de pulsation ω, la puissance acoustique rayonnée peut être obtenue en intégrant la pression acoustique en champ lointain sur un hémisphère de rayon r. La pression complexe peut être calculée à partir du champ de vitesse vibratoire de la plaque V en utilisant l'intégrale de Rayleigh [7] définie sur la surface S de la plaque :

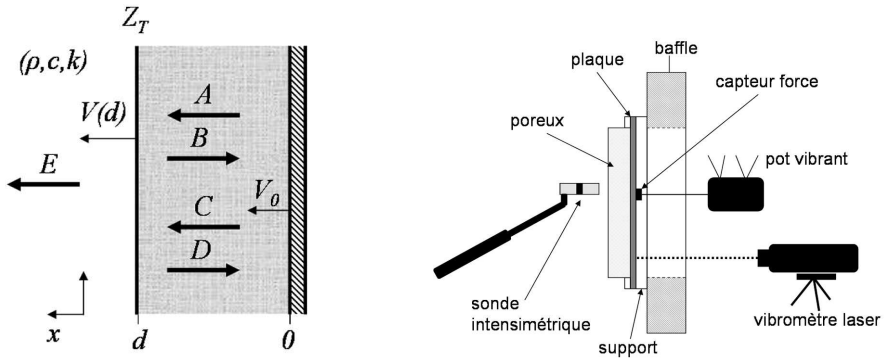
$$p(r) = j\ k\ \rho\ c\ \frac{2Z_T}{Z_T + \rho c} \iint_S V\ \frac{e^{-jk|r-r_0|}}{4\pi\ |r - r_0|} dS, \tag{1}$$

avec, ρ, la densité de l'air, c la vitesse du son dans l'air, $k = \omega/c$ le nombre d'onde acoustique, r_0 la position du point source sur la plaque.

2.2 Calcul de l'impédance Z_T

On définit l'impédance Z_T, appelée impédance de transfert, comme le ratio de la pression à la surface du matériau $P(d)$ (voir Fig.1.a) sur la différence entre la vitesse de la plaque V_0 et la vitesse de l'air à l'interface "poreux - air" $V(d)$ [8] :

$$Z_T = \frac{P(d)}{V_0 - V(d)}. \tag{2}$$



(a) (b)

FIG. 1 – *(a) Représentation unidimensionnelle de la structure couplée. (b) Schéma du dispositif expérimental.*

Un modèle unidimensionnel a été développé pour calculer cette impédance. Le piston plan est animé d'une vitesse d'amplitude V_0. Dans la couche poreuse, d'après la théorie de "Biot-Allard" [9], se propagent 4 ondes de compression d'amplitude A, B, C, D. Seule une onde d'amplitude E se propage dans le milieu fluide. Les conditions aux limites entre les différentes composantes du système sont : continuité des déplacements et des contraintes [10]. Le système est alors résolu numériquement et l'impédance de transfert est obtenue à partir de l'amplitude E. On montre que cette impédance est indépendante de l'amplitude de la vitesse V_0 mais n'est cependant pas égale à l'impédance sur fond rigide, aussi appelée impédance de surface. L'impédance de transfert sur fond mobile Z_T n'est donc pas mesurable avec des méthodes classiques comme celle du tube à impédance.

2.3 Application à une plaque circulaire encastrée

Pour pouvoir comparer le comportement vibroacoustique simulé à des mesures expérimentales, l'impédance calculée par le modèle unidimensionnel est appliquée à une plaque circulaire de rayon a, encastrée sur sa périphérie dans un écran rigide. Le facteur de rayonnement global est obtenu en sommant l'effet de chaque mode contribuant significativement au rayonnement de la structure dans le domaine de fréquence étudié. Pour simplifier l'intégration de la pression en champ lointain (Eq.1), seuls les modes axisymétriques sont pris en compte. On étudie donc le facteur de rayonnement global de la plaque pour une excitation harmonique ponctuelle appliquée en son centre. La vitesse de plaque V, utile au calcul de l'intégrale Rayleigh, est obtenue en tout point r_p en superposant la contribution de chacun des modes de vibration de la plaque :

$$V = \sum_n A_n \, w_n(r_p), \tag{3}$$

où A_n est l'amplitude de la vitesse complexe du mode n et $w_n(r_p)$ est la valeur de la fonction de forme propre associée au mode n à la position $r_p \in [0,a]$. A_n dépend du type d'excitation et de la fréquence. Dans notre cas, la force est considérée ponctuelle et est appliquée au centre de la plaque. Les formes propres pour une plaque circulaire encastrée s'écrivent alors [7]

$$w_n(r_p) = I_0(\beta_{0n}a)J_0(\beta_{0n}r_p) - J_0(\beta_{0n}a)I_0(\beta_{0n}r_p), \tag{4}$$

où $\beta_{0n}^4 = \omega_n^4 \rho_1 h_1 / D_1$ est le $n$ième nombre d'onde élevé à la puissance 4, ω_n est la $n$ième pulsation propre, ρ_1, h_1 et D_1 sont respectivement la densité, l'épaisseur et le module de rigidité en flexion, J_0 et I_0 sont les fonctions de Bessel et fonctions de Bessel modifiées d'ordre 0. Lorsqu'un matériau poreux est collé sur une plaque vibrante, l'étude vibratoire doit prendre en compte l'influence du matériau sur la vibration de la plaque. Considérant ici des déformations de flexion pures, nous utilisons un modèle simple pour calculer les caractéristiques d'une plaque équivalente. Dans ce modèle, les couplages entre phase fluide et phase solide sont négligés et la couche poreuse est considérée comme un viscoélastique monophasique dont les caractéristiques sont celles du squelette du matériau poreux [6].

La pression rayonnée est obtenue en substituant les équations (3) et (4) dans l'équation (1) exprimée en coordonnées polaires. Sur la figure (2.a) est représenté le facteur de rayonnement global d'une plaque circulaire en aluminium, couverte ou non d'une mousse polymère et encastrée dans un écran rigide. Pour mieux appréhender l'effet de la couche poreuse sur le rayonnement de la structure, le facteur de rayonnement global de notre système couplé est normalisé par celui de la plaque seule (Fig. 2.b). On distingue alors trois zones. En basses fréquences (zone 1), la mousse n'a pas ou peu d'effet sur le rayonnement de la structure, ce qui se traduit par un facteur normalisé proche de 0 dB. Dans la seconde zone, nous observons une augmentation due à la résonance du squelette du matériau poreux. La fréquence et l'amplitude de ce pic de résonance dépendent des propriétés mécaniques du matériau poreux. Aux plus hautes fréquences (zone 3), la diminution du facteur de rayonnement normalisé est due à la dissipation dans la couche poreuse.

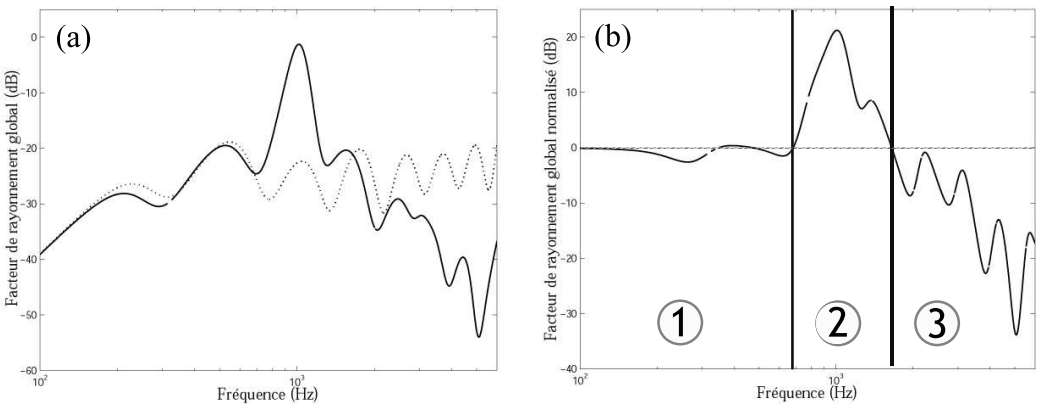


FIG. 2 – *(a) Facteur de rayonnement global d'une plaque circulaire encastrée dans un écran rigide : (...) plaque seule, (-) plaque avec couche poreuse; (b) Facteur de rayonnement global normalisé par celui de la plaque seule.*

3 Validation expérimentale

3.1 Montage expérimental

Des mesures du facteur de rayonnement global ont été effectuées pour une plaque recouverte ou non d'une couche poreuse (voir Fig.1.b). Le dispositif expérimental se compose d'une plaque d'aluminium circulaire (Ø29 cm) encastrée dans un écran rigide. La face arrière de la plaque est excitée en son centre par un pot vibrant pour être en accord avec le modèle axisymétrique

développé précédemment. La puissance vibratoire de la plaque est déterminée à partir d'une moyenne quadratique de mesures de vitesses normales effectuées sur la face arrière de la plaque à l'aide d'un vibromètre laser. La face avant de la plaque, qui peut être recouverte du matériau poreux, rayonne dans une chambre semi-anéchoïque. La puissance acoustique est déterminée à partir d'un moyennage de mesures d'intensité obtenues à l'aide d'une sonde intensimétrique composée de deux microphones $1/2$ pouce séparés de 12 mm. Le matériau poreux utilisé est une mousse polymère d'épaisseur 20 mm, de masse volumique $\rho_s = 59$ kgm^{-3} et de résistivité $\sigma = 75\ 000$ Nsm^{-4}.

3.2 Résultats et discussion

La figure (3) présente les résultats expérimentaux et simulés du facteur de rayonnement global normalisé. Il faut tout d'abord noter que les mesures intensimétriques ont été fortement perturbées par l'influence des modes non axisymétriques dans la bande de fréquences 200-1100 Hz. Dans cette bande de fréquences, l'indicateur δ_{pI} défini par Fahy [11] n'est pas satisfaisant et aucune analyse ne pourra être effectuée : cette zone est donc grisée.

Expérimentalement, on observe un pic du facteur de rayonnement autour de 1300 Hz. La forme et la fréquence de ce pic dépendent des propriétés viscoélastiques du matériau poreux. Il est alors possible de recaler le module d'Young et le facteur d'amortissement structural du squelette. La courbe théorique ajustée est obtenue pour $E = 630$ kPa et $\eta = 0.22$. Ces valeurs sont cohérentes avec celles mesurées par une méthode quasistatique [1] entre 5 et 50 Hz (voir Tab. 1) : on a bien une augmentation du module d'Young et du facteur d'amortissement structural avec la fréquence.

	mesuré à 5 Hz	mesuré à 50 Hz	recalé à 1300 Hz
E(kPa)	285	330	630
η	0.13	0.18	0.22

TAB. 1 – *Propriétés mécaniques du matériau poreux*

4 Conclusion

Une méthode de caractérisation des propriétés viscoélastiques d'un matériau poreux a été présentée. Elle est basée sur le recalage d'un modèle analytique de rayonnement d'une plaque couverte d'une couche poreuse. Les propriétés sont obtenues dans la bande de fréquence utile (résonance du squelette), pour une sollicitation rencontrée dans des applications du domaine des transports (poreux attaché à une structure vibrante) et en tenant compte du couplage avec le fluide environnant. Les résultats sont cohérents avec ceux obtenus par une méthode quasistatique. Les perspectives sont d'améliorer et de simplifier le protocole expérimental, ainsi que de valider la méthode pour d'autres types de matériaux poreux.

Remerciements

Les auteurs remercient le CTTM (Centre de Transfert de Technologie du Mans) où les mesures ont été effectuées ainsi que le CNRS et la région Pays de la Loire pour le financement de la thèse de O. Doutres.

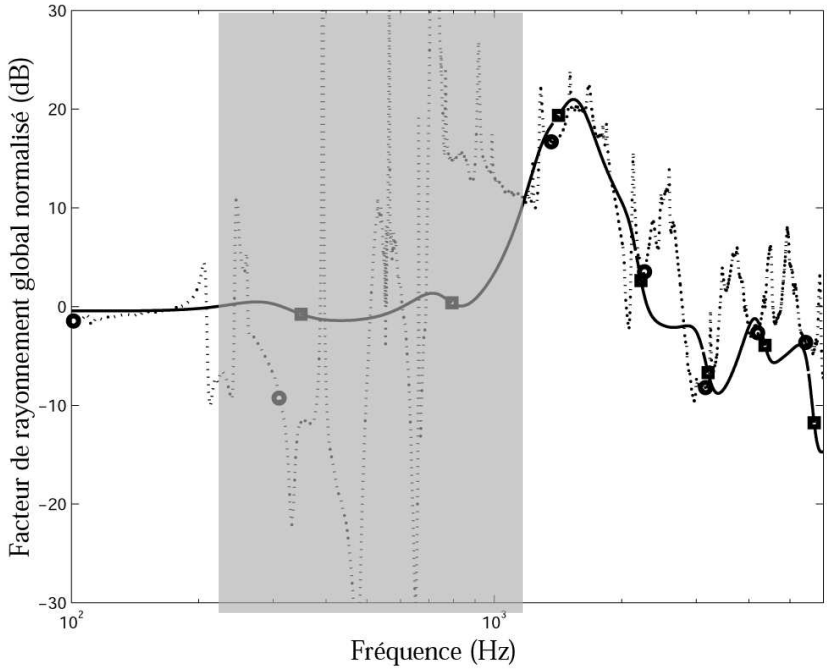


FIG. 3 – *Facteur de rayonnement global normalisé : simulé (-) et mesuré (...); Fréquences propres des modes axisymétriques : simulées (carrés) et mesurées (cercles)*

Références

[1] N. Dauchez, M. Etchessahar, and S. Sahraoui. On measurement of mechanical properties of sound absorbing materials. 2nd Biot conference on Poromechanics, Grenoble, 2002.

[2] T. Pritz. Apparant complex young's modulus of a longitudinally viscoelastic rod. *J. Sound Vib.*, 77:93–100, 1981.

[3] M. Melon, E. Mariez, C. Ayrault, and S. Sahraoui. Acoustical and mechanical characterization of anisotropic open-cell foams. *J. Acoust. Soc. Am.*, 104, 1998.

[4] M. Etchessahar, S. Sahraoui, and B. Brouard. Vibrations of poroelastic plates: mixed deplacement-pressure modelisation and experiments. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2002.

[5] J.L. Wojtowicki, L. Jaouen, and R. Panneton. A new approach for the measurement of damping properties of materials using the oberst beam. *Review of Scientifi c Instruments*, 75(8):2569–2574, 2004.

[6] N. Dauchez, S. Sahraoui, and N. Atalla. Investigation and modelling damping in a plate with a bonded porous layer. *J. Sound Vib.*, 265:437–449, 2002.

[7] Philip M. Morse and K. Uno Ingard. Theoretical acoustics, 1965.

[8] M. Bruneau. Manuel d'acoustique fondamentale. Hermes, 1998.

[9] J.F. Allard. Propagation of sound in porous media modelling sound absorbing materials. Chapman and Hall, 1993.

[10] N. Dauchez, S. Sahraoui, and N. Atalla. Convergence of poroelastic finite element based on biot displacement formulation. *J. Acoust. Soc. Am.*, 109(1):33–40, 2001.

[11] F.J. Fahy. Sound intensity. Elsevier Applied Science, 1989.