

Contrôle actif de la transparence acoustique de paroi

Analyses et Résultats expérimentaux

V. LHULLIER^{a,b}, S. CHESNE^a, C. PEZERAT^c et L. GAUDILLER^a

a. Université de Lyon, CNRS INSA-Lyon, LaMCoS UMR5259, F-69621, France

b. Laboratoire Vibrations Acoustique, INSA-Lyon, F-69621, France

c. LAUM, Université du Maine, CNRS, avenue O. Messiaen, F-72085, Le Mans Cedex 09, France.

Résumé :

Cet article concerne la réduction de la transparence acoustique de paroi à l'aide du contrôle actif modal purement vibratoire utilisant des capteurs et actionneurs piézoélectriques. Le contrôle modal permet de concentrer l'énergie de commande sur les modes les plus transparents grâce à un nombre réduit de transducteurs. Cette approche nécessite un modèle de la structure, une technique d'identification expérimentale est alors exposée dans laquelle chaque actionneur utilise un modèle identifié unique. Une étude de robustesse montre que ces boucles de contrôle indépendantes ne se perturbent pas.

Abstract :

This paper deals with a modal active control approach to reduce sound transmission through a structure excited by structural and acoustic perturbations. Active control makes possible to optimise energy use by focusing this control energy on specific modes. Running this kind of control requires a model of the structure. An identification method is proposed, using an independent control loop for each actuator. Consequently each actuator has its own unique model. A robustness study shows that there is no interaction between the different controllers. Applications of this concept are presented for a smart simple or double panel using piezoelectric elements.

Mots clefs : Double paroi; Contrôle actif Modal ; Patches piézoélectriques ; Transparence acoustique.

1 Introduction

La transparence acoustique des double parois peut être contrôlée soit par l'intermédiaire de la cavité d'air qui couple les deux parois soit par l'intermédiaire de la structure.

Si les double parois sont contrôlées par la cavité acoustique, des haut-parleurs et des capteurs peuvent être positionnés dans ce volume d'air afin d'en contrôler le niveau de pression [1]. Grâce à une faible densité modale de la cavité en basses fréquences, le contrôle de cavité se révèle efficace avec peu d'actionneurs volumétriques et quelques capteurs. Les stratégies de régulation de type feedback [2-5] et feedforward [6,7] peuvent être employées avec efficacité. Même s'il est délicat de comparer les deux approches de contrôle, les résultats obtenus avec la stratégie feedforward semblent être meilleurs [2]. Toutefois, le contrôle acoustique de la cavité nécessite l'introduction de haut parleurs qui doivent avoir une dimension réduite. Dans les doubles vitrages standard, l'épaisseur varie plutôt entre 5 et 20mm. Dans ce cas, le contrôle par l'intermédiaire de la structure est une voie intéressante. En raison de la complexité de ces structures, les approches de contrôle sans modèle sont généralement préférées [8,9]. Selon [10], le contrôle de la transparence par l'intermédiaire de la cavité acoustique donne des résultats meilleurs que ceux obtenus avec un contrôle de structure (feedforward). Pour cette raison, le contrôle ASAC des doubles parois est peu étudié. De récents essais de contrôles passifs ou semi actif utilisant des patches piézoélectriques connectés à des circuits résonnants, se montrent prometteurs [11].

Dans cet article, le rayonnement et la transparence acoustique d'une paroi simple ainsi que d'une double paroi de petites dimensions sont réduits à l'aide d'un contrôleur purement vibratoire. Des actionneurs de type céramiques piézoélectriques sont pilotés par des contrôleurs modaux MISO. Cette stratégie de contrôle

permet de concentrer l'énergie de commande sur les modes les plus rayonnants tout en utilisant peu d'actionneurs. Devant la grande sensibilité de ces structures à leurs environnements, une technique d'identification rapide des paramètres modaux est développée. Enfin, les résultats de rayonnement et de transparence acoustique sont présentés.

2 Stratégies de contrôle

2.1 Le contrôle modal

La stratégie de contrôle modal requiert un modèle de la structure. Lorsque la structure est légèrement amortie et que les modes sont connus et suffisamment découplés, leur comportement peut être décrit à l'aide d'un système d'état modal :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Ew \\ y = Cx + Du \end{cases}, x = \begin{cases} q \\ \dot{q} \end{cases}, \quad (1)$$

où A est la matrice de la dynamique libre du système, B et C sont respectivement les matrices d'activation et d'observation. La matrice D dite de "feedthrough" sera considérée comme nulle de par le choix spécifique des capteurs (film PVDF). x est le vecteur d'état, u est le vecteur de commande, E et w sont respectivement la matrice et le signal de la perturbation projetés dans la base modale. Les matrices d'état sont définies à partir d'une identification utilisant des mesures expérimentales (voir 2.2). Le système d'état modal s'écrit sous la forme :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_i^2 & -2\xi_i \omega_i \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ B_i \end{bmatrix}, C = [C_i \quad 0], \quad (2)$$

avec ω_i et ξ_i les fréquences propres et amortissements propres du mode i . La commande des actionneurs utilise de façon linéaire les variables d'état du système mécanique considérées connues dans un premier temps, par l'intermédiaire d'un gain matriciel G .

$$u = -Gx. \quad (3)$$

Les gains de la commande optimale sont obtenus en minimisant une énergie vibratoire ou acoustique [12]. Ces gains sont constants et obtenus par minimisation de la fonction coût énergétique suivante:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (4)$$

où Q et R sont des matrices de pondérations relatives aux énergies vibratoires et de contrôle.

En réalité, l'état du système (les amplitudes modales) n'est pas mesurable directement. Il est estimé avec un observateur de Luenberger qui utilise un modèle d'état réduit de la structure (le réglage du gain étant calculé par Matlab). Il contient une boucle d'asservissement de type proportionnel qui fait converger les sorties estimées \hat{y} vers les sorties réelles y , en minimisant une erreur e .

$$\begin{aligned} e &= y - \hat{y}, \\ \dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + Bu + K(Cx - C\hat{x}), \end{aligned} \quad (5)$$

avec K la matrice des gains de l'observateur et \hat{x} le vecteur d'état reconstruit. Cette matrice définit la vitesse de convergence entre les sorties mesurées et les sorties estimées.

2.2 Identification du modèle de la structure (Analyse modale réduite)

Le modèle de la structure utilisé doit être précis au risque de déstabiliser le système contrôlé. Pour les structures sensibles à leur environnement, l'utilisation d'un modèle expérimental est préférée aux modélisations numériques difficiles à recalibrer. Dans ce cas, une analyse modale réduite est proposée pour construire le modèle. Dans un premier temps, les fonctions de transfert entre les tensions aux bornes des actionneurs Act_l et celles aux bornes des capteurs Cap_k sont mesurées puis décomposées en une somme de fractions rationnelles du second ordre (7) à l'aide de l'algorithme RFP [13].

$$H_{Cap_k, Act_l}^{ident}(s) = \sum_{i=1}^{n/2} \left[\frac{M_{k,l}^i e^{j\phi_{k,l}^i}}{s^2 + 2\xi_i \omega_i s + \omega_i^2} \right], \quad (7)$$

avec $M_{k,l}^i$ l'amplitude modale, $\phi_{k,l}^i$ le déphasage modal, ω_i la pulsation propre et ξ_i l'amortissement propre du mode i . Lorsque la structure est décrite par un système d'état, la matrice de transfert (Tension capteur / Tension actionneur) $H(s)$ est également donnée par :

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = C(sI - A)^{-1} B, \quad (8)$$

avec A la matrice d'évolution, C la matrice d'observation et B la matrice d'activation.

Les dénominateurs de l'équation (7) permettent de construire la matrice d'évolution A . L'amplitude modale, la phase modale, les coefficients des vecteurs d'activation et d'observation sont liés par la relation suivante:

$$M_{k,l}^i e^{j\phi_{k,l}^i} = C_k^i B_l^i, \quad (9)$$

L'identification détermine les couples $C_k^i B_l^i$. La connaissance de ce produit est suffisante pour définir le modèle de la structure et mettre en place le contrôleur [13].

2.3 Utilisation de contrôleurs MISO

Les contrôleurs MIMO sont généralement employés dans les stratégies de contrôle modal. Dans ce cas, un unique contrôleur MIMO permet commander l'ensemble des actionneurs. Les gains de contrôle sont optimisés de manière globale tout en garantissant la stabilité du système contrôlé. Aussi, le modèle de la structure utilisé par le compensateur est commun aux actionneurs. Lorsque les modes se chevauchent, il devient parfois difficile d'identifier les coefficients B_k^i avec une matrice C unique. En revanche, si l'on utilise des boucles de rétroactions indépendantes (contrôleurs MISO), chaque actionneur peut bénéficier d'un modèle d'état qui lui est propre. En conséquent, la qualité des modèles est améliorée. De plus, l'optimisation des gains d'observation et de contrôle est meilleure. Toutefois, les interactions entre les différentes boucles de rétroaction peuvent compromettre la stabilité de la structure contrôlée. La figure 1 présente le schéma de contrôle constitué de deux boucles (observateur - contrôleur) indépendantes.

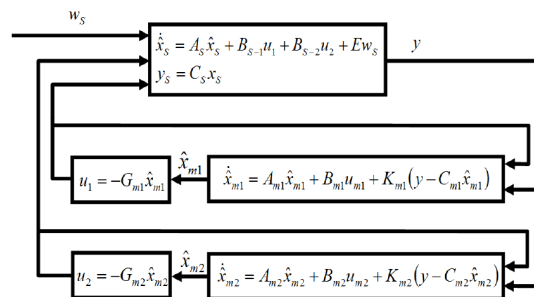


FIG. 1 – Utilisation de deux couples (observateur-contrôleur) en parallèles.

3 Expérimentation

3.1 Le banc de mesure

Pour les expérimentations de contrôle actif de la transparence acoustique d'une simple et d'une double paroi on dispose d'un montage de transparence acoustique avec une pièce, coté émission, débouchant sur une chambre semi-anéchoïque (coté réception) par une ouverture rectangulaire de 600mm par 400mm. Les plaques sont en duraluminium d'un millimètre d'épaisseur et séparées par un cadre en acier épais de dix millimètres (pour la double paroi). Le tout est maintenu par quatre brides larges exerçant une pression supposée uniforme sur les bords de la paroi grâce à trente huit vis serrées en étoile. Aucun matériau viscoélastique n'est introduit aux encastremets.

Les performances du contrôleur dépendent beaucoup du type d'actionneurs et de capteurs et de leurs positions. La contrôlabilité des actionneurs doit être maximale sur les modes les plus transparents (les modes impair-impair). Ainsi, deux actionneurs en céramiques piézoélectriques sont placés à mi-longueur de la plaque présente du côté de l'excitation acoustique. Une bonne reconstruction de l'ensemble des modes présents dans la bande de contrôle est également indispensable. En conséquence, des films PVDF sont

utilisés comme capteurs pour reconstruire l'état modal de treize modes (4 pour la simple plaque et 6 pour la double paroi).

La procédure de mise en place du contrôle actif est la suivante :

- Synthèse des fonctions de transfert entre les tensions capteurs et actionneurs (algorithme RFP).
- Mise en place d'une boucle de contrôle propre à chaque actionneur.
- Détermination des paramètres modaux.
- Réglages des gains de l'observateur et du contrôleur.

3.2 La simple paroi

La figure 2 montre l'emplacement des actionneurs (A1, A2 et A3) et des capteurs (C1, C2, C3 et C4) sur la simple plaque.

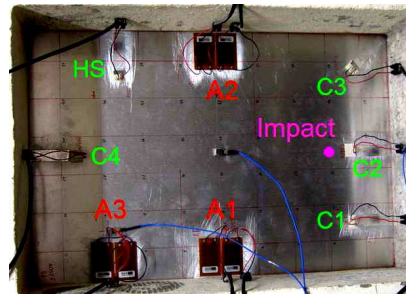


FIG. 2 – Simple plaque instrumentée

3.2.1 Excitation solidienne : bruit blanc

Les premiers essais de contrôle sont réalisés dans le cadre d'une excitation par le patch A3. Sa position permet d'exciter l'ensemble des modes de la bande de contrôle. La figure 3 présente les fonctions de transfert simulées et mesurées entre les tensions capteurs (1 et 2) et la tension d'excitation aux bornes du patch A3 lorsque la structure est non contrôlée et contrôlée par les patches A1-A2 et A3.

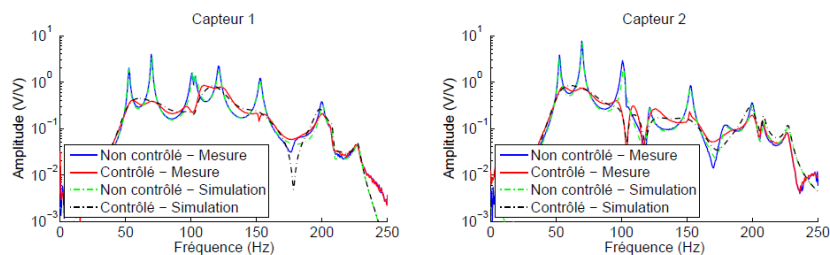


FIG. 3 – Fonction de transfert entre les capteurs et la perturbation (actionneur A1)

Les courbes simulées et mesurées sont semblables et mettent en évidence la qualité du modèle expérimental. C'est ici un des avantages des contrôleurs en parallèles, chaque chemin vibratoire a été caractérisé de manière indépendante. Des réductions de l'ordre de 20dB sont atteintes sur les modes les plus rayonnants.

3.2.2 Excitation solidienne : choc

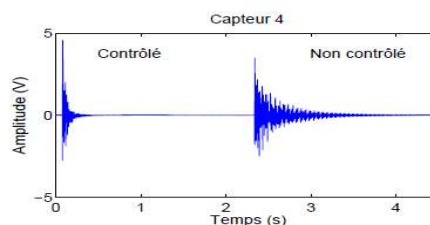


FIG. 4 – Réponse aux chocs

La réponse à un choc (emplacement FIG 2) permet de bien mettre en évidence le travail effectué par le contrôleur pour l'ensemble des fréquences. La plaque est impactée à la position $X=0.5$; $Y=0.2$. Pour cette position, les modes impairs sont particulièrement excités. La FIG 4 permet d'apprécier l'efficacité du contrôle lorsque la perturbation est fortement transitoire.

3.3 La double paroi

L'emplacement des capteurs et actionneurs est similaire à la simple paroi. Un capteur supplémentaire a toutefois été ajouté sur la plaque rayonnante.

3.3.1 Excitation solidienne

La figure 5 présente la puissance acoustique rayonnée par la double paroi lorsqu'un signal de perturbation de type bruit blanc alimente l'actionneur A1. La double paroi est contrôlée à l'aide de deux boucles de rétroaction pilotant les actionneurs A1 et A2. Le système actif atténue considérablement le rayonnement des modes les plus rayonnants. La réduction la plus importante est obtenue sur le second mode (forme 1-1) grâce à une augmentation significative de son amortissement. En passant de 1.4% à plus de 10%, il entraîne une chute de la puissance acoustique rayonnée de l'ordre de 15dB. Le rayonnement des autres modes contrôlés est plus modérément réduit. Les atténuations sont comprises entre 7dB et 10dB.

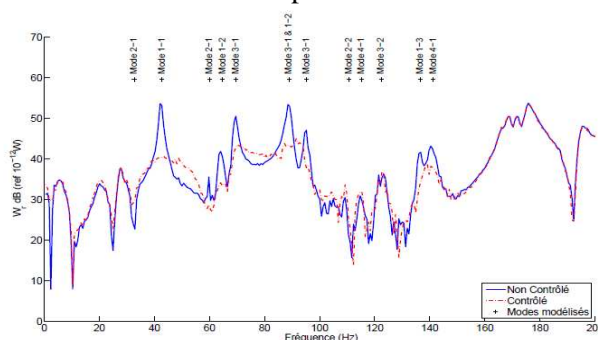


FIG. 5 – Puissance acoustique rayonnée

3.3.2 Excitation aérienne

L'indice d'affaiblissement acoustique (Transmission Loss) utilisé pour estimer les performances acoustiques du contrôle est donné par l'expression :

$$TL = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_t} \right), \quad (10)$$

avec W_i la puissance incidente et W_t la puissance transmise.

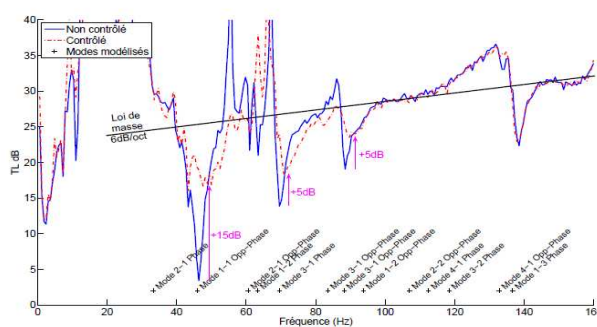


FIG. 6 – Indice d'affaiblissement de la double paroi

Les augmentations de l'indice d'affaiblissement sont de 15dB sur le mode 1-1, 10dB sur le mode 1-2 lorsque les plaques sont en phase, 5dB sur les modes 3-1 lorsque les plaques sont en opposition de phase et en phase. Grâce au contrôle actif proposé, l'indice d'affaiblissement de la double paroi se rapproche de la loi de masse. On remarque que le contrôle qui introduit principalement de l'amortissement actif n'a pas d'effet sur l'ordonnée à l'origine de la loi de masse. Les problèmes de spillover, liés à ce type de contrôle sont contournés en plaçant les actionneurs sur la plaque incidente, les hautes fréquences sont ainsi filtrées par le système de double paroi.

3.3.3 Robustesse des contrôles en parallèle

Les deux contrôleurs fonctionnant de manière totalement indépendante, il est important de vérifier qu'ils ne se perturbent pas l'un l'autre. Pour cela, le mode 2 (forme 1-1 en opposition de phase) de la double paroi est contrôlé avec les deux couples observateur-contrôleur. La Figure 7 présente les fonctions de transfert

simulées et mesurées, entre le capteur 1 et la perturbation sur l'actionneur 1, lorsque la structure est contrôlée uniquement avec l'actionneur 1 ou l'actionneur 2, puis lorsque les deux contrôleurs fonctionnent en même temps. Au vu de ces résultats, l'action créée par une boucle de contrôle ne perturbe pas la seconde.

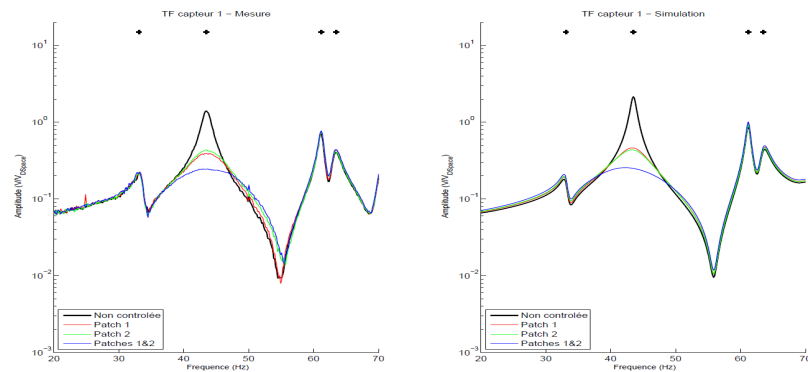


FIG. 7 – Fonctions de transfert capteur 1/ Perturbation actionneur 1 (contrôle avec actionneurs 1 et 2)

4 Conclusion

Le rayonnement et la transparence acoustique de parois sont réduits de façon conséquente à l'aide d'un contrôle actif purement vibratoire de type *feedback* utilisant des capteurs et actionneurs piézoélectriques. Ces bons résultats de contrôle ont été obtenus grâce à la qualité des modèles expérimentaux utilisés par les couples observateur-contrôleur. L'identification de ces modèles est obtenue grâce à une analyse modale réduite. De plus, l'utilisation de contrôleurs MISO permet également d'augmenter les performances de contrôle. L'approche de contrôle modal se montre très efficace avec peu d'actionneurs et peu de capteurs lorsque la réponse du système, comme le rayonnement ou la transparence, est marquée par quelques modes. De plus amples détails sur ces travaux sont donnés dans [14].

References

- [1] Bouvet, P. and Roland, J. and Gagliardini, L., US Patent 5,724,432, 1998.
- [2] Kaiser, O. E. and Pietrzko, S. J. and Morari, M., Feedback control of sound transmission through a double glazed window, *Journal of Sound and Vibration*, 263, 2003, 775-795
- [3] Paurobally R., Pan J., and Bao C., Feedback control of noise transmission through a double panel partition, *Active 99*, 375-385, Ft. Lauderdale, Florida, USA 1999.
- [4] Jakob, A. and Moser, M. and Yuksek, I., Active control of double-glazed windows Part II: Feedback control, *Applied Acoustics*, 64, 2003, 163-182.
- [5] S.J. Elliott, P. Gardonio, C. Sors, and M.J. Brennan. Active vibroacoustic control with multiple local feedback loops. *Journal of the Acoustical Society of America*, 111(2), 2002, 908–915.
- [6] Sas, P. and Bao, C. and Augusztinovicz, F. and Desmet, W.", Active control of sound transmission through a double panel partition, *Journal of Sound and Vibration*, 180, 2005, 609-625.
- [7] Jakob, A. and Moser, M. and Yuksek, I., Active control of double-glazed windows Part I: Feedforward control, *Applied Acoustics*, 64, 2003, 163-182.
- [8] Carneal, J. P. and Fuller, C. R., An analytical and experimental investigation of active structural acoustic control of noise transmission through double panel systems, *Journal of Sound and Vib.*, 272 2004, 749-771.
- [9] Pan, X. and Sutton, T.J. and Elliott, S.J., Active control of sound transmission through a double-leaf partition by volume velocity cancellation, *J. of the Acoustical Society of America*, 104, 1998, 2828-2835.
- [10] Bao, C. and Pan, J., Experimental study of different approaches for active control of sound transmission through double walls, *Journal of the Acoustical Society of America*, 102, 1997, 1664-1670.
- [11] Pietrzko, S.J and Mao, Q., New results in active and passive control of sound transmission through double wall structures, *Aerospace science and technology*, 2008.
- [12] Baumann, W.T., Active suppression of acoustic radiation from impulsively excited structures, *Journal of the Acoustical Society of America*, 90, 1991, 3202-3208.
- [13] Richardson, M. H. and Formanti, D. L., Global curve fitting frequency response measurements using the rational fraction polynomial method, *IMAC*, 1985, 390-397.
- [14] Lhuillier, V. Contrôle actif de la transparence acoustique d'une double paroi, PhD Thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France 2009.