

# CFA/VISHNO 2016

## Egalisation modale des salles avec des absorbeurs électroacoustiques

E. Rivet, S. Karkar et H. Lissek  
EPFL - LTS2, Station 11, 1015 Lausanne, Suisse  
[etienne.rivet@epfl.ch](mailto:etienne.rivet@epfl.ch)



LE MANS

L'égalisation du champ sonore aux basses fréquences (égalisation modale) est un véritable défi dans les salles d'enregistrement ou dédiées aux systèmes audio. Les résonances modales conduisent à une distribution irrégulière en espace et en fréquence de l'énergie acoustique, et viennent altérer le comportement temporel du contenu musical original aux basses fréquences dans l'espace d'écoute. Alors que la correction acoustique est bien maîtrisée aux moyennes et hautes fréquences, les traitements habituels ne sont pas efficaces pour dissiper l'énergie acoustique aux basses fréquences. L'approche proposée est l'utilisation d'absorbeurs électroacoustiques à travers un contrôle d'impédance hybride, pour réduire l'impact négatif des modes de salle sur la diffusion sonore. Ce concept met en œuvre des haut-parleurs électrodynamiques commandés en courant, combinant les techniques de captation en pression et de shunt, afin d'ajuster l'impédance acoustique des membranes des haut-parleurs à une valeur cible. Des résultats de mesure dans une salle permettent de mettre en avant les performances des absorbeurs électroacoustiques pour l'égalisation modale.

## 1 Introduction

Malgré les évolutions technologiques des systèmes de diffusion ces dernières années, les exigences des consommateurs en terme de fidélité des systèmes électroacoustiques sont toujours aussi importantes. Même si aujourd'hui les systèmes présentent des réponses en fréquence très plates en amplitude, les performances réelles sont largement modifiées par le couplage de la salle. Cette détérioration est due à l'existence de modes propres, qui modulent l'espace, la fréquence et également les réponses transitoires du système. Cet effet est particulièrement important aux basses fréquences, où les modes propres de la salle sont peu denses, provoquant une distribution spatiale et fréquentielle hétérogène de la pression acoustique, et une altération du comportement temporel.

Les techniques classiques d'absorption passive (à base de mousse) sont inefficaces à ces fréquences, car leur taille est dictée par les longueurs d'onde des fréquences ciblées. D'autres solutions passives consistant à placer la ou les sources sonores de manière intelligente (grâce à des algorithmes numériques) permettent de réduire la variance spatiale dans la salle avec une efficacité moindre, en raison des interférences destructives et de l'éventuel placement modal des sources.

Pour les méthodes de correction active, il existe l'égalisation paramétrique depuis la source sonore. Cette technique simple et économique est utilisée pour traiter les modes les plus gênants. Cependant l'auditeur peut manquer certaines informations sur le signal audio en échange de la suppression modale. Une autre technique commune est l'égalisation à un seul point d'écoute, en appliquant le filtre inverse de la mesure de la réponse acoustique prise en ce point, et n'est donc efficace qu'à une seule position. De nombreuses autres corrections existent dans la littérature impliquant les égalisations multi-points [1] (ou globale) avec des algorithmes plus complexes et qui fonctionnent bien aux différentes positions ciblées. La dernière solution décrite dans ce papier est l'absorption active, où des sources secondaires, couvrant une partie d'un des murs de la salle, génèrent des ondes stationnaires, afin d'avoir un champ sonore égalisé (par exemple [2]). Néanmoins, ces solutions sont limitées à des formes géométriques de salle simples, par la forme de certains modes qui n'est plus optimale selon la méthode utilisée, ou encore par le niveau de pression acoustique à cause des excursions maximales des haut-parleurs.

Le concept d'absorbeurs électroacoustiques, basés sur des haut-parleurs shuntés, a été développé et adapté à partir du système décrit dans [3]. D'abord développé

dans les guides d'onde 1D sous incidence normale, la méthode présentée dans [4] consistait à adapter l'impédance acoustique au niveau de la membrane du haut-parleur à l'impédance caractéristique du guide d'ondes, annulant le coefficient de réflexion à la terminaison. Une condition aux limites parfaitement absorbante a ainsi été réalisée sur une large bande de fréquence, ayant pour conséquence un amortissement conséquent des modes du tube.

Dans ce papier, cette méthode est étendue à l'application d'une salle d'écoute. Dans une première partie, le concept de l'absorbeur électroacoustique est brièvement rappelé, suivi d'une explication sur l'impédance acoustique cible à attribuer aux membranes, afin d'optimiser l'égalisation dans une salle. La méthode expérimentale et l'implémentation des absorbeurs électroacoustiques sont ensuite décrites, avant de présenter les résultats accompagnés d'une discussion.

## 2 Absorbeur électroacoustique

### 2.1 Modélisation

Nous considérons un haut-parleur électrodynamique monté dans une enceinte close comme un résonateur à un seul degré de liberté. La réaction de l'air agissant sur la face arrière de la membrane est généralement modélisée comme une compliance mécanique. L'impédance mécanique  $Z_m$  du système est donc assimilée à une simple masse - ressort - amortisseur aux basses fréquences. En utilisant la variable de Laplace  $s = j2\pi f$ ,  $f$  étant la fréquence, la transformée de Laplace appliquée à l'équation du mouvement de la membrane du haut-parleur monté dans une enceinte close résultant de la seconde loi de Newton s'écrit

$$S_d P_t(s) = Z_m(s) V(s) + BI I(s) \quad (1)$$

où  $S_d$  est la surface de la membrane,  $P_t(s)$  est la pression acoustique totale agissant sur la membrane,  $V(s)$  est la vitesse entrante,  $BI$  le facteur de force du transducteur et  $I(s)$  est le courant électrique parcourant la bobine. L'équation simplifiée de la partie électrique du haut-parleur résultant des lois de Kirchhoff dans le domaine de Laplace s'écrit

$$U(s) = Z_e(s) I(s) - BI V(s) \quad (2)$$

où  $U(s)$  est la tension électrique d'entrée appliquée aux bornes du haut-parleur et  $Z_e(s) = sL_e + R_e$  est l'impédance électrique bloquée comprenant l'inductance  $L_e$  de la bobine et la résistance  $R_e$ .

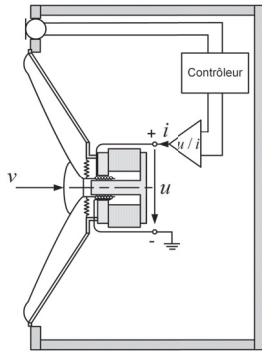


FIGURE 1 – Schéma de l'absorbeur électroacoustique.

## 2.2 Stratégie de contrôle

L'absorbeur électroacoustique est conçu selon une architecture de contrôle d'impédance hybride, qui combine un contrôle basé sur un microphone avec un haut-parleur actionné en courant, comme illustré sur la figure 1. Aucune information préalable sur la source sonore (forme du signal, position dans la pièce) ou la géométrie de la pièce n'est connue du système. Les techniques de contrôle usuelles comprenant un capteur et une tension de commande impliquent inévitablement l'inductance de la bobine dans le contrôle comme le montre l'équation (2), ce qui a pour conséquence de limiter les performances d'absorption acoustique à des fréquences plus élevées. Par contre, si on utilise à la place un courant de commande, cet effet peut être minimisé comme le montre l'équation (1). Avec un seul capteur et en prenant en compte le modèle physique du haut-parleur proposé dans l'équation (1), la réponse dynamique de la membrane du haut-parleur à une pression acoustique externe peut être modifiée par l'intermédiaire du courant électrique [4]. En supposant qu'une impédance acoustique spécifique cible  $Z_{st}$ , définie comme le rapport de la pression acoustique totale  $P_t(s)$  agissant sur la membrane sur la vitesse  $V(s)$  de la membrane, est réalisée, la fonction de transfert  $\Theta(s)$  du courant électrique  $I(s)$  sur la pression acoustique totale  $P_t(s)$  agissant sur la membrane peut être exprimée à partir de l'équation (1) comme

$$\Theta(s) = \frac{I(s)}{P_t(s)} = \frac{S_d Z_{st}(s) - Z_m(s)}{Bl Z_{st}(s)} \quad (3)$$

L'impédance acoustique spécifique  $Z_s(s)$  au niveau de la membrane s'écrit alors

$$Z_s(s) = \frac{Z_m(s)}{S_d - Bl \Theta(s)} \quad (4)$$

## 2.3 Impédance acoustique spécifique optimale

L'objectif principal est de réduire au minimum l'effet modal de la salle en augmentant l'amortissement des modes aux basses fréquences, grâce au contrôle d'impédance de l'absorbeur électroacoustique. Avec des ondes planes et sous incidence normale, l'absorption d'une surface donnée est optimale lorsque son impédance acoustique spécifique est purement résistive et est égale à l'impédance caractéristique  $Z_c = \rho c$  du milieu, où  $\rho$  est la densité et  $c$  est la vitesse du son dans l'air. Si cette impédance est très réactive, l'énergie n'est quasiment pas dissipée. Comme il n'est évidemment pas réaliste de couvrir tous les murs de la pièce avec des absorbeurs électroacoustiques, ces absorbeurs doivent donc

fournir une surface d'absorption active beaucoup plus petite que la surface totale des parois [3, 5]. Cependant, si la valeur de la résistance acoustique de cette surface active est plus faible que celle de l'air, on obtient une zone d'absorption efficace plus grande que la surface active (où l'impédance acoustique spécifique est égale à l'impédance caractéristique). L'impédance optimale qui doit être assignée à la membrane du haut-parleur dépend de la forme géométrique de la pièce, des traitements existants (impédance des parois), et également de l'agencement des absorbeurs électroacoustiques dans la salle. L'analyse de la distribution de la pression acoustique d'une salle à géométrie spécifique permet de connaître la position des noeuds et des ventres de pression en fonction de la fréquence, afin de placer les absorbeurs électroacoustiques en conséquence (de préférence dans les coins pour les salles parallélépipédiques) et obtenir ainsi des performances optimales. En outre, cette valeur d'impédance optimale est différente pour chaque mode. Comme on ne peut pas imposer une impédance purement résistive au niveau de la membrane, le contrôle doit donc être conçu de telle manière que l'impédance complexe approche au mieux les différentes valeurs optimales de l'ensemble des modes.

## 3 Méthode expérimentale et implémentation du système

### 3.1 Conception des absorbeurs électroacoustiques

Quatre prototypes d'absorbeurs électroacoustiques ont été conçus pour l'étude. Chaque prototype était constitué de quatre haut-parleurs Peerless SDS-P830657 montés dans des caissons individuels et placés sur deux faces adjacentes d'une enceinte en bois (0.3 m x 0.3 m x 0.62 m), avec une surface d'absorption effective totale de 0.24 m<sup>2</sup>. Un seul microphone situé sur l'arrête de l'enceinte entre les quatre haut-parleurs était utilisé pour le contrôle. Le signal électrique du microphone était d'abord numérisé grâce à un convertisseur analogique-numérique, puis modifié par le filtre donné par la fonction de transfert  $\Theta(s)$  de l'équation (3). Enfin, le courant de commande proportionnel à la tension délivrée par un convertisseur numérique-analogique, était imposé dans les bobines grâce à des sources de courant commandées en tension.

### 3.2 Méthode expérimentale dans la salle

Afin d'évaluer les performances des absorbeurs électroacoustiques, des mesures ont été réalisées dans une salle d'écoute de 5.33 m de profondeur, 3.76 m de largeur et 2.13 m de hauteur. La surface des murs est égale à 78.8 m<sup>2</sup> et le volume de la salle est d'environ 40 m<sup>3</sup>. Cette salle est utilisée comme home cinéma avec un agencement de deux rangées de trois fauteuils, où une estrade permet de surélever la seconde rangée. La géométrie de la salle et des photos du montage expérimental sont illustrées sur la figure 2. La salle est conforme aux normes ITU-R BS.1116-3 [6] et IEC.60268-13. Les quatre prototypes étaient placés dans les coins derrière les fauteuils en fonction des espaces libres restants d'une part, et en se basant sur l'hypothèse d'une distribution de la pression acoustique idéale d'autre



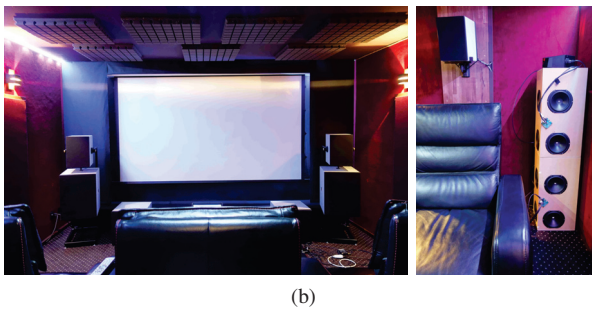
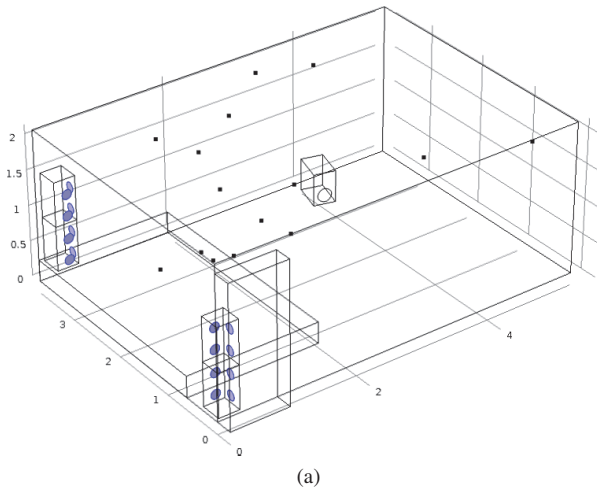


FIGURE 2 – (a) Modélisation de la salle avec les 4 prototypes d’absorbeurs electroacoustiques et les 15 points de mesure ; (b) Photos de la méthode expérimentale (la source sonore était positionnée entre l’enceinte gauche et le fauteuil gauche).

part (c’est-à-dire que toutes les impédances des surfaces des murs étaient considérées équivalentes).

Une source sonore basse-fréquence représentée sur la figure 2a diffusait un bruit rose avec l’aide d’un amplificateur de puissance Brüel and Kjaer® 2706. Des fonctions de transfert entre la vitesse de la membrane de la source sonore et le niveau de pression acoustique pour différentes positions aléatoires dans la salle ont été mesurées avec un vélocimètre laser Polytec® OFV-525/-5000, des microphones PCB® 130D20 et un analyseur multivoies Brüel and Kjaer® Pulse 3160. De cette manière, le haut-parleur n’intervenait pas dans les fonctions de transfert puisque l’image du débit de la source était mesurée grâce à la vitesse de la membrane. Les positions utilisées pour les mesures (15 au total) sont représentées par des points noirs sur la figure 2a.

### 3.3 Réglages et évaluation des absorbeurs électroacoustiques

Nous devons attribuer une certaine impédance acoustique spécifique cible à la membrane des absorbeurs électroacoustiques, comme décrit dans la section 2.3. Selon une analyse numérique de la salle non détaillée dans ce papier avec la configuration illustrée sur la figure 2a, cette impédance devait être globalement inférieure au cinquième de l’impédance caractéristique de l’air, afin de minimiser les temps de décroissance modaux aux basses fréquences. Cette impédance a été choisie de façon à atteindre un compromis, afin d’approcher au mieux la valeur d’impédance optimale de chaque mode, tout en ayant une partie réactive très faible par rapport à la

partie résistive.

Afin d’évaluer les performances de l’absorbeur électroacoustique, nous définissons un coefficient d’absorption acoustique normalisé  $\tilde{\alpha}$  par rapport à la résistance acoustique normalisée  $\zeta$  sous incidence normale, et s’exprime comme

$$\tilde{\alpha}(f, \zeta) = 1 - \left| \frac{Z_s(f) - \zeta \rho c}{Z_s(f) + \zeta \rho c} \right|^2 \quad (5)$$

Nous pouvons déterminer la valeur de ce coefficient en fonction de la fréquence pour n’importe quelle valeur de résistance acoustique. Ce coefficient permet ainsi de connaître les performances d’absorption de la membrane par rapport à une résistance acoustique cible d’un mode donné qui pourrait être différente de celle de l’air. Nous définissons également une valeur limite égale à  $\tilde{\alpha} = 0.83$  en-dessous de laquelle nous considérons la membrane n’absorbant plus de manière efficace. Cette limite correspond au cas où l’intensité sonore totale devant la membrane (intensité sonore des ondes incidente et réfléchie) est deux fois plus faible que l’intensité sonore totale dans le cas idéal  $\tilde{\alpha} = 1$ . La figure 3 illustre le coefficient d’absorption acoustique normalisé  $\tilde{\alpha}$  pour un des haut-parleurs d’un prototype en circuit ouvert et avec une impédance acoustique spécifique de la membrane égale à l’impédance cible résultant de l’optimisation numérique. Le trait rouge indique le cas limite où l’absorption acoustique est considérée comme étant efficace.

Après avoir implémenté le filtre dans le contrôleur, représenté par la fonction de transfert  $\Theta(s)$  de l’équation (4) contenant l’impédance acoustique spécifique cible, les performances de l’absorbeur électroacoustique ont été évaluées expérimentalement. L’impédance acoustique spécifique de la membrane a été mesurée dans un tube d’impédance, selon la norme ISO 10534-2 standard [7]. Les résultats sont illustrés sur la figure 4 lorsqu’un des haut-parleurs d’un prototype était en circuit ouvert et lorsqu’il était contrôlé. Le contrôle a modifié à la fois la résistance et la réactance acoustiques de la membrane, afin d’imposer l’impédance cible obtenue à partir de la simulation. Les résonances à 587 Hz et 655 Hz sont dues aux premiers modes de l’enceinte. Il est à noter que l’amplitude de l’impédance reste en-dessous du cinquième de la valeur de l’impédance caractéristique de l’air et la phase est proche de zero sur une plus grande bande de fréquence par rapport au cas en circuit ouvert. Le contrôle d’impédance permet ainsi au haut-parleur d’absorber plus efficacement les premiers modes de la salle par rapport au comportement passif, comme illustré sur la figure 3.

## 4 Resultats et discussion

### 4.1 Égalisation modale

La distribution de la pression acoustique en espace et en fréquence a été évaluée à partir des réponses acoustiques mesurées pour les configurations des prototypes avec et sans contrôle (c’est-à-dire que tous les haut-parleurs sont en circuit ouvert), afin de mettre en avant les performances du contrôle d’impédance sur l’égalisation modale de la salle. Les mesures des fonctions de transfert entre la vitesse de la membrane de la source sonore et le niveau de pression acoustique sont illustrées sur la figure 5 pour deux positions dans la salle (position A : 1.93 m x 1.19 m x 1.23 m et position

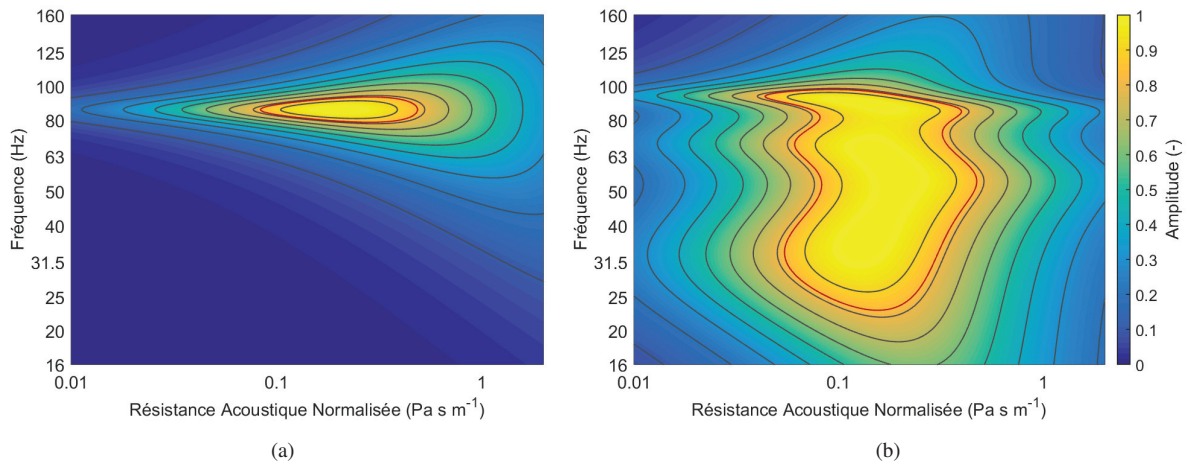


FIGURE 3 – Coefficient d'absorption acoustique normalisé en fonction de la fréquence et de la résistance acoustique normalisée, pour un haut-parleur (a) en circuit ouvert et (b) avec une impédance acoustique spécifique cible pour une égalisation modale optimale dans la salle. Le trait rouge indique le cas limite où l'absorption est considérée comme étant efficace.

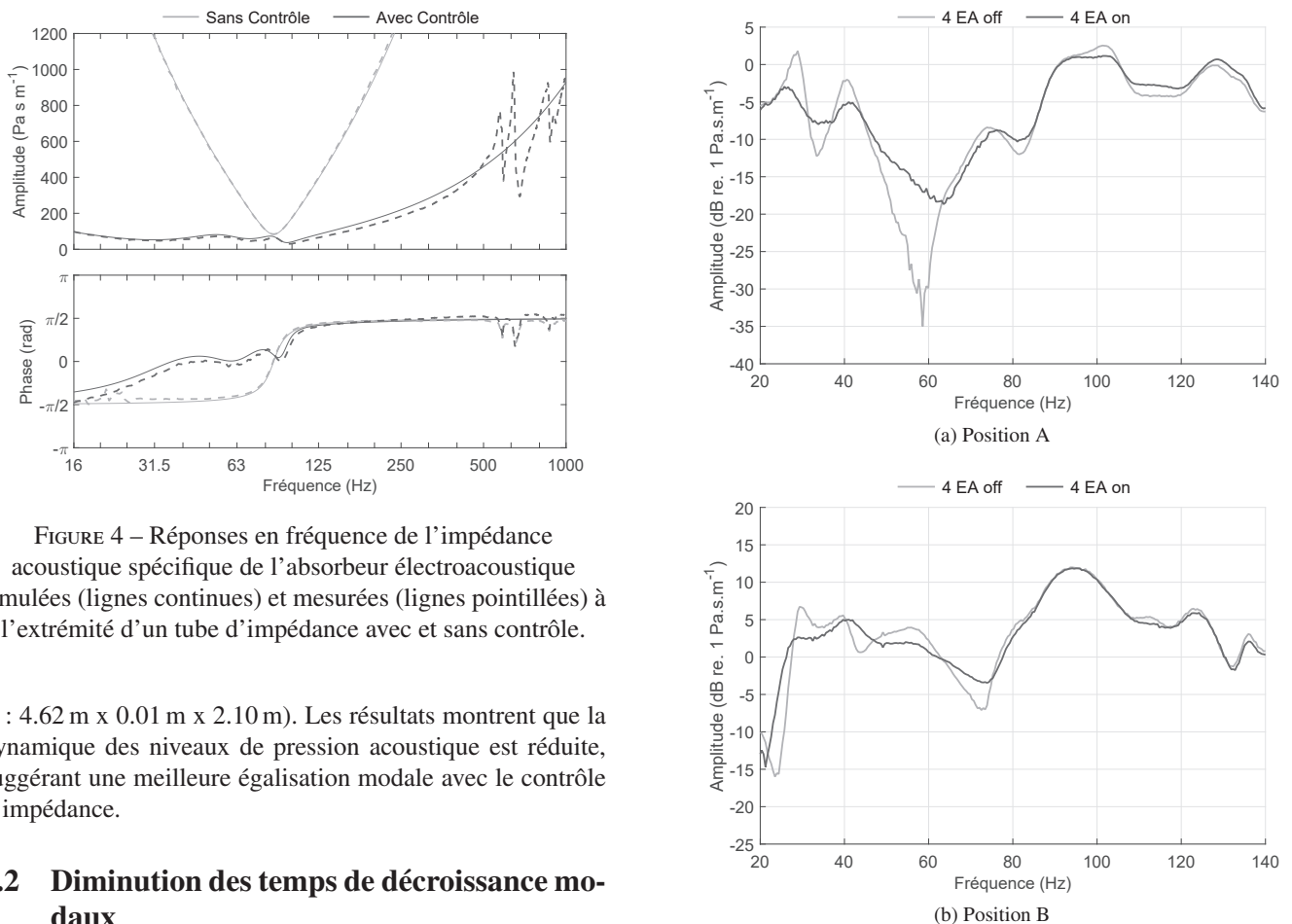


FIGURE 4 – Réponses en fréquence de l'impédance acoustique spécifique de l'absorbeur électroacoustique simulées (lignes continues) et mesurées (lignes pointillées) à l'extrémité d'un tube d'impédance avec et sans contrôle.

B : 4.62 m x 0.01 m x 2.10 m). Les résultats montrent que la dynamique des niveaux de pression acoustique est réduite, suggérant une meilleure égalisation modale avec le contrôle d'impédance.

## 4.2 Diminution des temps de décroissance modaux

Les effets en terme de comportement temporel ont été évalués à partir d'une estimation des temps de décroissance modaux  $MT_{60_n}$  (c'est-à-dire le temps nécessaire pour que l'amplitude de la réponse libre d'un mode donné diminue de 60 dB). Tout d'abord, il est à noter que les modes apparaissent sur n'importe quelle fonction de transfert mesurée à n'importe quelle position dans la salle ; ils sont également indépendants de la source sonore (emplacement, niveau d'excitation). Chaque mode est défini par une fréquence naturelle  $f_{0_n}$  et un amortissement (ou un facteur de qualité  $Q_n$ ), et est

relié à son temps d'extinction par la relation

$$MT_{60_n} = \frac{3 \ln(10) Q_n}{\pi f_{0_n}} \quad (6)$$

Comme chaque mode est défini par certains paramètres d'un modèle dynamique linéaire de second ordre, les propriétés dynamiques de la salle peuvent être écrites comme un en-

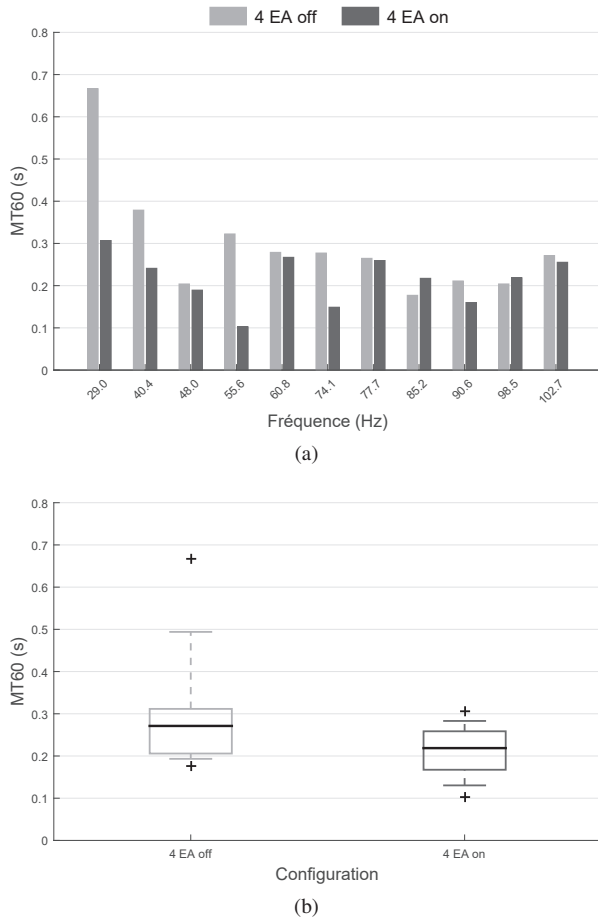


FIGURE 6 – Estimation des temps de décroissance modaux pour les configurations des prototypes avec contrôle et en comportement passif ; représentations avec (a) un diagramme en bâtons et (b) des boîtes à moustaches.

semble d'équations constitué de fonctions de transfert dans le domaine fréquentiel.

Bien que différentes méthodes existent déjà dans la littérature, nous avons estimé ces temps de décroissance à partir de l'ajustement global de l'ensemble des fonctions de transfert mesurées par une méthode de polynômes de fraction rationnelle [8], pour des fréquences comprises entre 20 et 100 Hz. La méthode consiste à utiliser les différentes fonctions de transfert mesurées, afin de déterminer les estimations de la fréquence et de l'amortissement des modes de manière globale. Ces estimations sont plus précises en ajustant toutes les mesures en même temps, plutôt que de traiter une seule mesure.

Les temps de décroissance modaux sont visibles sur la figure 6 pour les configurations des prototypes avec et sans contrôle. Les résultats sont également représentés avec des boîtes à moustache. Pour chaque boîte, la marque centrale correspond à la médiane, les bords aux premier et troisième quartiles, les extrémités aux premier et neuvième déciles, et les cas particuliers sont affichés individuellement par des croix. La valeur moyenne des temps de décroissance est passée de 296 ms (écart-type  $\sigma = 136$  ms) à 215 ms ( $\sigma = 60$  ms).

### 4.3 Discussion

Les résultats mettent en évidence l'effet des absorbeurs électroacoustiques sur l'égalisation de la distribution de la pression acoustique aux basses fréquences dans une salle

déjà bien traitée (aux moyennes et hautes fréquences). Comme la phase de l'impédance acoustique spécifique des membranes était comprise entre  $-\pi/2$  et  $\pi/2$  (voir figure 4), les absorbeurs électroacoustiques peuvent modifier la forme des modes avec un décalage des fréquences naturelles, mais ils ne peuvent en aucun cas augmenter l'intensité sonore dans la salle. La dynamique du niveau de pression acoustique est réduite pour la plupart des réponses en fréquence mesurées. Néanmoins, à cause de ces décalages en fréquence dû au contrôle d'impédance, des minima de pression acoustique ont éventuellement pu se déplacer de quelques centimètres pour une position d'écoute. Certaines fonctions de transfert mesurées ont effectivement montré des niveaux de pression acoustique plus faibles avec le contrôle par rapport au comportement passif des prototypes. Une évaluation plus précise de l'égalisation modale demanderait de mesurer les réponses en fréquence à des positions très proches les unes des autres, afin d'observer l'augmentation du minimum local du niveau de pression acoustique.

Pour de meilleures performances d'absorption, les prototypes pourraient être munis de microphones supplémentaires, afin d'avoir une plus grande précision sur la valeur de la pression acoustique devant chacune des quatre membranes. À certaines fréquences, les pressions acoustiques devant ces membranes peuvent effectivement être différentes (lors du changement de la forme du mode par exemple). De plus, même si le contrôle d'impédance est efficace, cette méthode est limitée par le rapport entre la surface d'absorption active et la surface des parois : plus ce rapport est petit, moins l'effet est audible. Enfin, une autre amélioration possible de l'absorbeur serait d'ajouter des éléments multi-couches pour que celui-ci soit également absorbant aux moyennes et hautes fréquences [9].

Le comportement temporel est également amélioré grâce au contrôle d'impédance. On peut noter qu'il y a moins de dispersion pour les valeurs des temps de décroissance modaux pour la configuration avec contrôle par rapport au comportement passif (voir figure 6b) : il n'y a plus de temps de décroissance modal dominant. Aussi, les temps de décroissance modaux semblent être un paramètre important dans la gêne perçue par l'auditeur [10]. Une étude psychoacoustique est en cours pour déterminer si l'effet des absorbeurs électroacoustiques est audible dans des salles déjà bien traitées acoustiquement aux moyennes et hautes fréquences.

## 5 Conclusion

Dans ce papier, l'effet des absorbeurs électroacoustiques sur l'égalisation modale d'une salle d'écoute aux basses fréquences a été étudié. Les résultats ont montré une amélioration des réponses en fréquence à plusieurs positions d'écoute, améliorant ainsi la reproduction sonore sans avoir altéré les performances du système de diffusion. Le comportement temporel a également été amélioré avec une diminution globale des temps de décroissance modaux. Une étude d'évaluation perceptive de l'effet des absorbeurs électroacoustiques dans les salles d'écoute est en cours, afin de valider les remarques faites à partir des mesures.

## Remerciements

Ce travail est supporté par la Commission Suisse pour la Technologie et l'Innovation (CTI), sous la convention de subvention n°14220.1 PFMN-NM en collaboration avec la Haute École du Paysage, d'Ingénierie et d'Architecture (Genève, Suisse), Relec S.A. (Suisse) et Goldmund International (Suisse). Les auteurs aimeraient remercier Dieter Lohr pour avoir mis sa salle à disposition.

## Références

- [1] P. A. Nelson, S. J. Elliott, "Active control of sound.", *Academic press*, 1991.
- [2] C. S. Pedersen, H. Møller. "Sound field control for a low-frequency test facility." *Audio Engineering Society Conference : 52nd International Conference : Sound Field Control-Engineering and Perception. Audio Engineering Society*, (2013).
- [3] H. F. Olson et G. M. May, "Electronic sound absorber." *The Journal of the Acoustical Society of America* 25.6 (1953) : 1130-1136.
- [4] E. Rivet, S. Karkar, H. Lissek, "Broadband low-frequency electroacoustic absorber through hybrid sensor-/shunt-based impedance control.", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, accepté.
- [5] S. Karkar, E. Rivet, H. Lissek, D. Strobino, A. Pittet, V. Adam, A. Roux, "Electroacoustic absorbers for the low-frequency modal equalization of a room : what is the optimal target impedance for maximum modal damping, depending on the total area of absorbers ?", *Forum Acusticum 2014*, (2014).
- [6] Assembly, ITU Radiocommunication, "Methods for the subjective assessment of small impairments in audio systems including Multichannel Sound Systems.", (2015) : 1116-3.
- [7] "ISO :10534-2, Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2 : Transfer function method.", *International standard organization*, (1998).
- [8] M. H. Richardson, et D. L. Formenti, "Global curve fitting of frequency response measurements using the rational fraction polynomial method." *Proceedings of the Third International Modal Analysis Conference*, (1985).
- [9] Y. Wang, C. Zhang, L. Ren, M. Ichchou, M.-A. Galland, O. Bareille, "Sound absorption of a new bionic multi-layer absorber.", *Composite Structures* 108, (2014) : 400-408.
- [10] B. M. Fazenda, M. Stephenson, A. Goldberg, "Perceptual thresholds for the effects of room modes as a function of modal decay." *The Journal of the Acoustical Society of America* 137(3), (2015) : 1088-1098.