

Conception et Qualification d'Actuateurs pour un Moyen d'Essais Utilisant un Contrôle du Champ Acoustique

Jean Christophe Le Roux ¹, Philippe Herzog ², Nicolas Poulain ¹

¹ Centre de Transfert de Technologie du Mans, 20 rue Thales de Milet, F-72000 Le Mans, {jcleroux, npoulain}@cttm-lemans.com

² LMA - CNRS, 31 Chemin Joseph Aiguier, F-13402 Marseille Cedex 20, herzog@lma.cnrs-mrs.fr

L'exposé concerne un moyen d'essais industriel à installer sur site de production, et qui doit garantir le niveau, le spectre et l'homogénéité spatiale d'un champ acoustique intense autour d'un objet à tester. L'approche retenue est le pilotage contrôlé d'une installation électroacoustique comportant un grand nombre de sources sonores (actuateurs) dédiées, débouchant dans une cabine d'environ 40m³. La première partie de l'exposé décrit la conception des actuateurs à partir de haut-parleurs électrodynamiques commerciaux en prenant en compte les contraintes imposées dans le cahier des charges. Cette conception s'appuie sur des modèles électroacoustiques préalablement validés expérimentalement. Dans la seconde partie, nous détaillons la méthode de qualification des prototypes. Nous abordons notamment la question de la linéarité des performances acoustiques des actuateurs et son impact potentiel sur le fonctionnement du dispositif de contrôle, en mettant l'accent sur l'évolution des caractéristiques des suspensions des membranes et du comportement des événements, qui jouent ici un rôle essentiel mais qui restent relativement mal décrit dans la littérature.

1 Introduction

Certains équipements doivent subir des tests acoustiques au cours desquels ils sont exposés à un champ de pression intense et uniforme. Dans ce cas, il est usuel d'employer une grande salle réverbérante équipée de sirènes. Une autre approche est étudiée, qui permet de réduire les dimensions et le coût du moyen d'essais. Le principe consiste à équiper une cabine acoustique d'environ 40m³ de plusieurs sources électroacoustiques disposées en paroi. L'homogénéisation du champ acoustique aux basses fréquences est alors obtenue par un pilotage individuel des sources. La réalisation de cet équipement implique de disposer d'actuateurs de forte puissance, dont le comportement doit être suffisamment linéaire pour garantir la fiabilité du moyen d'essais.

2 Conception du moyen d'essais

2.1 Cahier des charge

Le cahier des charges acoustique comporte en particulier deux points critiques : un spectre de niveau et une exigence d'homogénéité spatiale. Une allure de spectre typique devant être généré est reproduite en figure 1. Lors des essais, il est par ailleurs impératif de procéder à une montée en niveau par paliers successifs. Et à chaque palier, la durée de l'essai peut atteindre quelques minutes. Ces deux dernières exigences illustrent bien la nécessité de maîtriser la linéarité des actuateurs, pour pouvoir à la fois contrôler la montée en niveau de façon fiable et assurer une stabilité de l'excitation acoustique pendant la durée des essais. Par ailleurs, les dimensions des actuateurs doivent être aussi réduites que possible pour minimiser les dimensions externes du moyen d'essais.

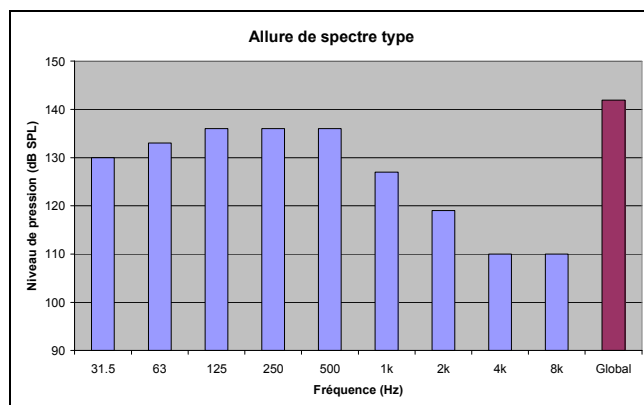


Figure 1 : allure de spectre de pression type

2.2 Description de la solution mise en oeuvre

Compte tenu des dimensions retenues pour la cabine, la densité modale est relativement faible dans les trois premières bandes d'octave. Pour respecter les exigences en homogénéité, un contrôle du champ acoustique est utilisé et implique un pilotage individuel des actuateurs concernés. De ce fait, il est difficile de prédire le niveau acoustique produit, le critère d'homogénéité pouvant être antagoniste avec l'obtention d'un niveau acoustique élevé. La solution retenue consiste à développer des actuateurs avec charge résonante. Ceci permet de maximiser le rendement des actuateurs pour un encombrement minimal. La contrepartie est qu'il faut un modèle d'actuateur dédié pour chacune des trois premières bandes d'octave.

Une hypothèse de champ diffus est considérée pour les bandes d'octaves de 250Hz à 8kHz. L'excitation sera générée par des haut-parleurs de type médium et des chambres de compression. Le dimensionnement reprenant les règles usuelles de l'acoustique en champs diffus, il n'est

pas détaillé d'avantage ici. La figure 2 illustre la structure de la cabine résultant de l'étude.

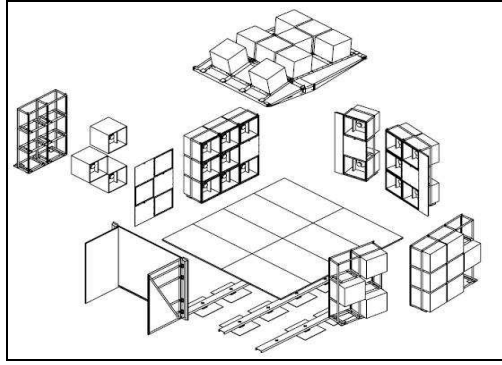


Figure 2 : représentation schématique de la cabine équipée des actuateurs

2.3 Conception des actuateurs basses fréquences (BF)

La conception des actuateurs BF s'appuie sur un modèle électroacoustique linéaire [1, 2, 3, 4]. L'emploi d'un tel modèle, simple et validé, permet en effet de guider efficacement le développement des actuateurs tout en limitant l'apparition de phénomènes non linéaires. Ceci implique de bien connaître les limites technologiques potentielles des actuateurs. Cette démarche de maîtrise des seuils est indispensable car les actuateurs seront sollicités au maximum de leurs performances, et la linéarité et la fiabilité de leur fonctionnement devront être assurées.

Compte tenu de la charge acoustique dans laquelle rayonnent les actuateurs (assimilable au premier ordre à un volume clos), le meilleur compromis performances / encombrement est obtenu avec des enceintes de type bass-reflex [5]. La figure 3 rappelle le schéma équivalent correspondant sur lequel sont indiquées les grandeurs critiques pour un bon fonctionnement de l'actuateur.

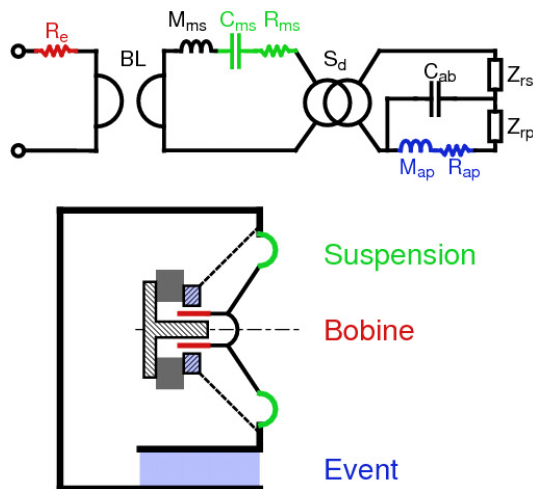


Figure 3 : schéma électroacoustique des actuateurs BF

2.4 Conception globale

Des prototypes d'actuateurs BF ont été réalisés et mesurés, et les limites de linéarité de leur fonctionnement ont été déterminées.

Une simulation a ensuite été effectuée, pour valider la faisabilité et définir le nombre d'actuateurs nécessaires par

bandes d'octave pour pouvoir obtenir les performances acoustiques requises. Le modèle utilisé pour la simulation est basé sur une décomposition modale du champ acoustique dans la cabine tenant compte de la dissipation, calculée en deux temps : la forme géométrique des modes est déterminée par calcul FEM sans dissipation. La série modale est ensuite perturbée au premier ordre par une expression intégrale calculée d'après les admittances présentes sur les parois [6]. Les admittances de paroi sont estimées d'après des durées de réverbération, tandis que celles liées aux sources sont déterminées à partir de leur modèle électroacoustique.

Le résultat du modèle est utilisé pour vérifier l'impact de la charge acoustique sur le débit des sources, qui est corrigé en fonction du rapport des impédances de source et de charge. Ainsi, la modélisation prend en compte rigoureusement toutes les sources de dissipation et les atténuations liées aux couplages source-charge, permettant de déterminer le niveau rayonné avec une bonne précision – tout au moins dans les limites de la linéarité.

3 Limites des actuateurs

Les principales sources de non-linéarité susceptibles de se manifester dans les actuateurs ont été abondamment décrites dans la littérature [7]. Elles sont rappelées ici pour illustrer les précautions qui doivent être prises lors de la conception des actuateurs, afin de limiter les non-linéarités à un niveau acceptable.

La première source de non-linéarité est la compression thermique, résultant de l'échauffement de la bobine mobile sous l'effet du courant qui y circule [8,9]. Cet échauffement en augmente significativement la résistance R_e , ce qui réduit la sensibilité des haut-parleurs. La figure 4 illustre ce phénomène, dans le cas d'un petit boomer.

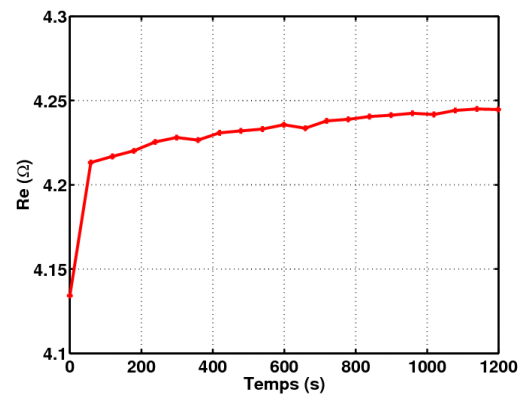


Figure 4 : évolution de R_e à puissance constante

La figure 4 permet notamment de différencier deux échelles de temps : celle liée à la masse thermique de la bobine, de l'ordre de la minute, et celle liée au circuit magnétique, bien plus longue. Le fait que la constante de temps thermique de la bobine soit du même ordre de grandeur que la durée des essais envisagés signifie que la compression thermique peut impacter les performances du moyen d'essai. Elle est donc minimisée en choisissant des haut-parleurs dotés d'une bobine mobile de grand diamètre et ventilée, afin que leur tenue en puissance électrique soit très supérieure à la puissance nominale envisagée.

La deuxième source de non-linéarité est liée au comportement des suspensions des haut-parleurs, qui est à la fois viscoélastique et non-linéaire [2, 7, 10]. La figure 5 illustre un essai de traction cyclique effectué sur un petit boomer. Cet essai met en évidence un phénomène d'hystérésis, qui correspond à la dissipation dans les matériaux. Lorsque l'amplitude du déplacement augmente, la pente moyenne de la caractéristique suit la dissymétrie du cycle, et a d'abord tendance à diminuer tant que l'excursion reste faible. A plus forte excursion, la raideur intrinsèque de la suspension est augmentée par une raideur géométrique, signifiant que la limite de fonctionnement linéaire est dépassée.

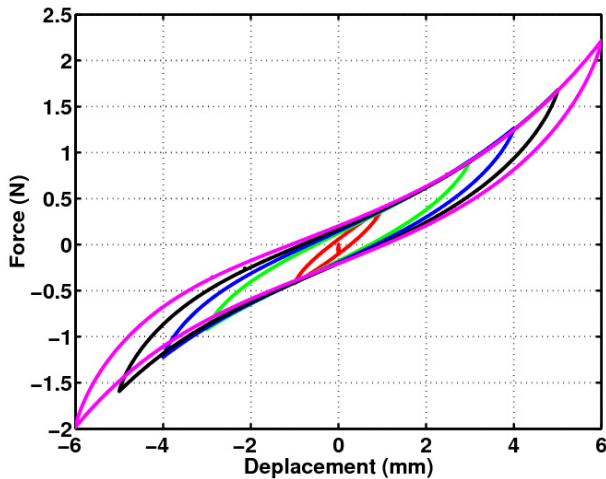


Figure 5 : essai de traction sur un petit boomer

L'effet de ce comportement est illustré par la figure 6 dans le cas d'un petit boomer, alimenté par une tension croissante pendant une mesure de suivi de sa fréquence de résonance F_s . Celle-ci décroît au fur et à mesure de l'augmentation de tension, tant que le niveau reste en deçà du nominal. Cet effet est inhérent au comportement du matériau de la suspension, et conduit à un léger désaccord de la charge en fonction du niveau.

L'accord de la charge acoustique est donc optimisé à fort niveau, de manière à limiter l'impact des décalages des résonances sur les performances maximales du système. De plus, la simulation électroacoustique permet d'estimer le déplacement maximal nécessaire en fonctionnement, et donc de choisir un modèle de haut-parleur qui soit capable de garantir une bonne linéarité jusqu'au niveau nominal.

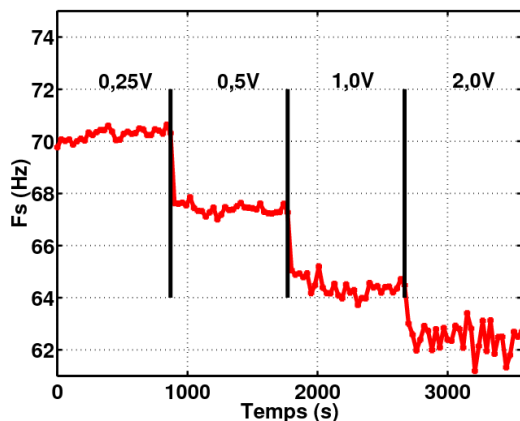


Figure 6 : évolution de F_s avec le niveau en régime linéaire

Une troisième source de non-linéarité est liée à la charge acoustique : il s'agit de la variation de masse acoustique de l'évent, résultant d'une perturbation de l'écoulement par la turbulence induite à ses extrémités [11,12]. Lorsque la vitesse dans l'évent dépasse une limite découlant de sa géométrie, une zone turbulente apparaît au bord de l'évent, et peut se développer rapidement sur une grande partie de la longueur de l'évent. Le seuil d'apparition de ces phénomènes a été évalué expérimentalement à quelques m/s [13], et il devient significatif à partir d'environ 10m/s. La figure 7 montre la perturbation d'une vitesse normalement sinusoïdale à l'extrémité d'un évent à bord légèrement biseauté, lorsque l'écoulement devient turbulent. Cette perturbation reste ici localisée au bord de l'évent, dont le débit moyen reste quasi-linéaire à ce niveau de vitesse. Les dimensions des charges acoustiques des actuateurs sont donc choisies de manière à ce que les sections d'évent soient suffisamment importantes pour que la vitesse moyenne y reste autant que possible en dessous du seuil de non-linéarité de l'écoulement.

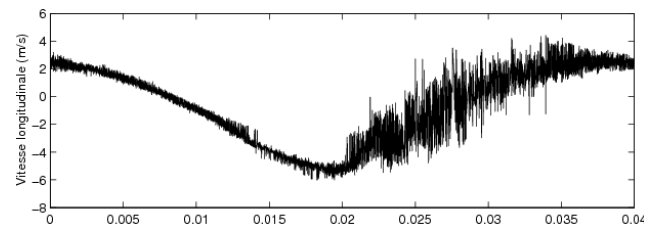


Figure 7 : vitesse dans un évent au seuil de turbulence

4 Réalisation et qualification des actuateurs

4.1 Mise à jour du cahier des charges des actuateurs BF

A ce stade, une re-conception des actuateurs est réalisée et il s'agit de conserver les performances acoustiques en intégrant deux contraintes supplémentaires :

- d'une part la quantité totale d'actuateurs détermine maintenant l'encombrement de chaque module (ces derniers doivent être interchangeables),
- d'autre part la réponse de chaque type d'actuateur doit être ajustée en tenant compte du nombre de sources travaillant dans la même bande de fréquence. Ceci est particulièrement critique dans le cas de sources résonantes. Ainsi, pour l'octave 31.5Hz pour laquelle 5 sources sont nécessaires, le dimensionnement doit maintenant considérer que chaque actuateur est chargé par un volume de 8m³.

Par ailleurs, pour faciliter la gestion des pièces de rechange, les actuateurs doivent être équipés du même modèle de haut-parleur.

4.2 Qualification des actuateurs BF

Deux types d'essais sont réalisés, pour lesquels l'actuateur est placé dans des conditions réalistes et aussi proches que possible de la mise en œuvre finale.

Des mesures de courbe de réponse en pression sont tout d'abord effectuées en mode sinus pas à pas, avec un volume de charge de 0.66m³, qui permet d'avoir un champ de pression uniforme dans le local de réception. Cette première étape permet entre autres de contrôler la fréquence d'accord des actuateurs. Les figures 8 à 10 montrent les résultats

pour les modèles dédiés, respectivement, aux bandes d'octave 31.5Hz, 63Hz (13 actuateurs requis, volume de charge théorique unitaire de 3m³) et 125Hz (20 actuateurs requis, volume de charge théorique unitaire de 2m³). En raison du faible volume de charge, les fréquences d'accord observées sont alors plus élevées que en espace libre. La compression de niveau entre la mesure à 10Vrms et celle à 40Vrms est de 2dB pour l'actuateur 125Hz, et de 1dB pour les autres modèles. On constate également une augmentation de l'ordre de 3Hz de la fréquence d'accord de l'actuateur de 63Hz avec le niveau d'excitation.

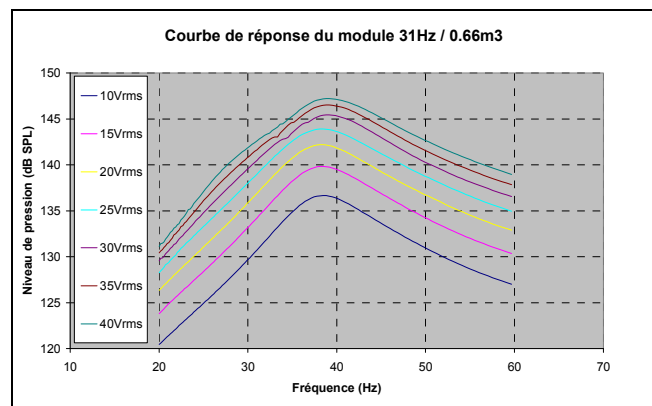


Figure 8 : courbe de réponse de l'actuateur 31.5Hz chargé par un volume clos de 0.66m³

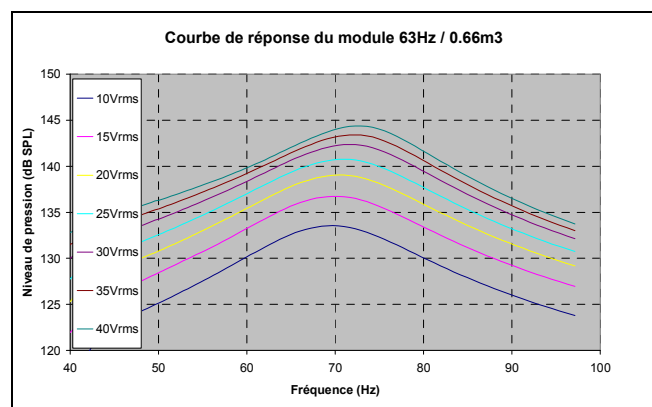


Figure 9 : courbe de réponse de l'actuateur 63Hz chargé par un volume clos de 0.66m³

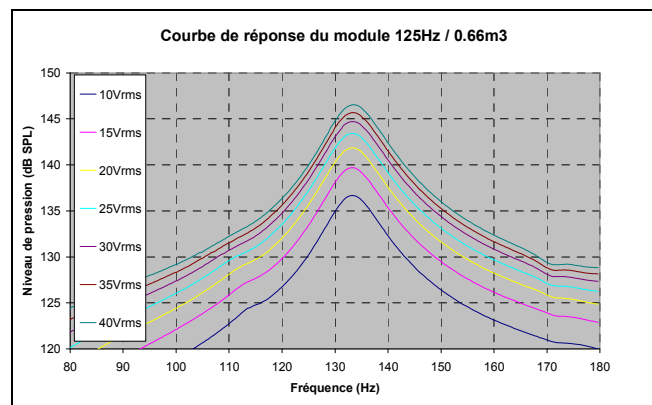


Figure 10 : courbe de réponse de l'actuateur 125Hz chargé par un volume clos de 0.66m³

Pour le second essai, deux actuateurs du modèle 125Hz sont placés dans une cabine réverbérante de 6.44m³. Ils sont excités par un bruit aléatoire filtré pour ne couvrir que la

bande d'octave concernée. Le niveau de pression moyen mesuré dans la cabine est comparé avec celui prédit par les modèles linéaires (le calcul est réalisé à partir des paramètres du haut-parleur mesurés à fort niveau). Les résultats sont présentés en figure 11. On retrouve comme précédemment une compression de l'ordre de 2dB, dont l'effet peut être pris en compte simplement, en appliquant une correction de gain.

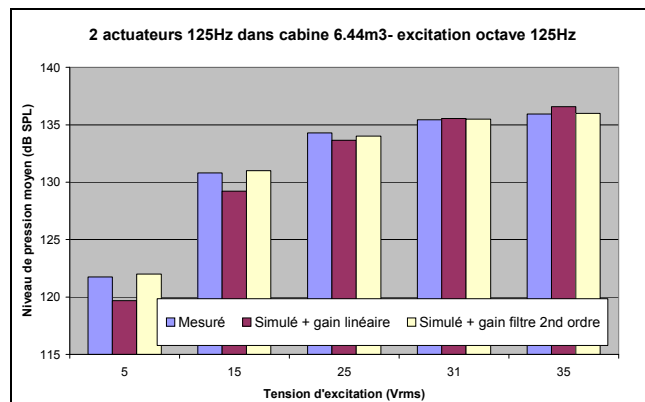


Figure 11 : niveau moyen généré par deux actuateurs 125Hz

5 Conclusion

Le travail présenté ici illustre une démarche classique de conception de sources électroacoustiques, mais avec la complication supplémentaire que le cahier des charges ne permet pas de prendre de marge de conception puisque la charge acoustique est inconnue au démarrage du projet.

La modélisation du haut-parleur et de l'enceinte fait donc appel à des modèles éprouvés, mais qui ont dû être complétés par un modèle acoustique sophistiqué, en prenant en compte un couplage particulièrement fort entre la source et sa charge. Les nombreuses étapes de validation partielle ont permis de limiter le risque à l'issue de la phase de pré-étude, malgré de nombreuses inconnues – notamment une estimation nécessairement très imprécise des pertes structurales dans les parois du moyen d'essai.

La qualification des actuateurs a mis en évidence qu'ils sont capables de tenir le cahier des charges initial, au prix d'une légère compression de niveau. Cette dernière se manifeste uniquement lorsque les actuateurs sont utilisés à leur puissance maximale, ce qui confirme que les seuils de linéarité anticipés sont effectivement très proches de ceux qui avaient été pris comme limites. Les choix effectués sont donc validés a posteriori.

Cette démarche illustre ainsi l'intérêt de modèles analytiques linéaires simples pour le dimensionnement d'actuateurs électroacoustiques. Leur robustesse vis-à-vis des paramètres permet d'approcher les seuils de non-linéarité et d'en anticiper les effets néfastes à partir d'une connaissance préalable des phénomènes mis en jeu.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier les sociétés Thalès Alénia Space et Altep Ingénierie, partenaires lors de la réalisation du projet.

Références

- [1] "Electroacoustique", M. Rossi, Presses polytechniques romandes, Lausanne, 1986.
- [2] "Low-Frequency Loudspeaker Models that Include Suspension Creep, M. H. Knudsen and J. G. Jensen" J. Audio Eng. Soc., 41(1/2), pp 3–18, 1993.
- [3] "Loudspeaker Voice-Coil Inductance Losses: Circuit Models, Parameter Estimation, and Effect on Frequency Response", W. M. Leach, J. Audio Eng. Soc., 50(6), pp 442–450, 2002.
- [4] "Le Haut-parleur Electrodynamique : Estimation des Paramètres Electroacoustiques aux Basses Fréquences et Modélisation de la Suspension", J.C. Le Roux, Thèse de Doctorat de l'Université du Maine, Le Mans, 1994.
- [5] "Vented-Box Loudspeaker System Analysis--Part I: Small-Signal Analysis; Part II: Large-Signal Analysis; Part III: Synthesis; Part IV: Appendices", R.H. Small, J. Audio Eng. Soc., 21(5) pp 363-372; 21(6) pp 438-444; 21(7) pp 549-554; 21(8) pp 635-639, 1973.
- [6] "Shape perturbation and inertial mode coupling in cavities", Ph.Herzog and M. Bruneau, J. Acoust. Soc.Am. 86(6), pp 2377-2384, 1989.
- [7] "Tutorial: Loudspeaker Nonlinearities—Causes, Parameters, Symptoms", W. Klippel, J. Audio Eng. Soc., 54(10), pp 907-939, 2006.
- [8] "Dynamic Linearity and Power Compression in Moving-Coil Loudspeakers", M.R. Gander, J. Audio Eng. Soc. 34(9), pp 627-646, 1986.
- [9] "Thermal Simulation of Loudspeakers", P.J. Chapman, 104th Convention of the Audio Eng. Soc., preprint 4669, 1998.
- [10] "Vers l'utilisation d'un haut-parleur comme absorbeur acoustique en basse fréquence", R. Mariani, F. Mazerolle, B. Cochelin, P. Herzog, P.-O. Mattei et S. Bellizzi, Actes du 10e Congrès Français d'Acoustique, Lyon, 2010.
- [11] "The Nonlinear Behaviour of Reflex Ports", Juha Backman, 98th Convention of the Audio Eng. Soc., preprint 3999, 1995.
- [12] "Nonlinearities in Loudspeaker Ports", J. Vandekeooy, 104th Convention of the Audio Eng. Soc., preprint 4748, 1998.
- [13] "Non-linéarités générées au niveau des événements d'enceintes", J.C. Valière, F. Kerhervé et Ph. Herzog, Actes du 6e Congrès Français d'Acoustique, R76, pp268-271, 2002.