Comparaison de techniques d'absorptions vibro-acoustiques

M Monteil, Renaud Côte, M Pachebat, S Bellizzi, P Herzog

▶ **To cite this version:**

M Monteil, Renaud Côte, M Pachebat, S Bellizzi, P Herzog. Comparaison de techniques d'absorptions vibro-acoustiques. 22e Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-01233505

HAL Id: hal-01233505
https://hal.science/hal-01233505

Submitted on 25 Nov 2015

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.

Comparaison de techniques d'absorptions vibro-acoustiques

M. MONTEIL[a], R. CÔTE[b], M. PACHEBAT[c], S. BELLIZZI[d], P. HERZOG[e]

Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, UPR CNRS 7051, 31 chemin Joseph Aiguier, 13402 Marseille Cedex 20

a. monteil@lma.cnrs-mrs.fr
b. cote@lma.cnrs-mrs.fr
c. pachebat@lma.cnrs-mrs.fr
d. bellizzi@lma.cnrs-mrs.fr
e. herzog@lma.cnrs-mrs.fr

Résumé :

Cette étude propose la conception d'un banc d'essai servant à la caractérisation d'absorbeurs vibro-acoustiques. Ce banc est conç u sur la propriété d'un tube de Kundt court permettant le travail en basses fréquences (en-dessous de la première fréquence de résonance du tube). Une méthode de mesure fine (méthode à deux microphones surdéterminée) est mise en place afin d'extraire les paramètres acoustiques souhaités de l'absorbeur et in fine proposer un bilan énergétique résultant et sa répartition spectrale (fréquence d'excitation et ses harmoniques).

Abstract :

This study presents the design of a test-rig built to caracterize a vibro-acoustical absorber. This experimental system is based on the properties of a short Kundt tube allowing low frequencies studies (below the first natural frequency of the tube). A precise measure method (surdetermined two-microphones method) is proposed in order to obtain the desired acoustical parameters of the absorber. Finally, we propose an energy balance of the obtanied frequency response (excitation frequency and its harmonics).

Mots clefs : Absorbeur dynamique vibro-acoustique, Short Kundt Tube, Transfert d'énergie non linéaire, Bilan énergique multi-harmoniques

1 Introduction

Dans de nombreuses applications industrielles, les installations sont source de bruits gÍnants. Différents systèmes visant à réduire ces désagréments sont aujourd'hui largement étudiés en vibrations et en acoustique. L'objectif global est de chercher à concevoir des absorbeurs dynamiques capables de modifier le bilan énergétique de la source sonore, génératrice de bruits. En acoustique, des absorbeurs classiques comme les matériaux poreux pour les hautes fréquences ou les résonateurs de Helmholtz pour les basses

fréquences sont biens connus. Ils sont linéaires et relèvent du principe d'anti-résonance accordée à la fréquence gÍnante. D'autres types d'absorbeurs non linéaires, dont le fonctionnement est fondé sur le principe de pompage énergétique, ont également vu le jour. Ils sont constitués d'un NES (Nonlinear Energy Sink, c'est à dire un absorbeur dynamique vibro-acoustique non linéaire) relié à un système primaire dont on souhaite diminuer le bilan énergétique. L'avantage d'un système NES est que lorsqu'il est soumis à une excitation périodique, il permet l'existence d'un régime quasi périodique qui entraÓne une absorption très efficace y compris à basses fréquences, o˘ les solutions classiques sont difficiles à mettre en ?uvre [7, 6].

L'étude, présentée ici, propose la conception d'un banc d'essai adapté à la caractérisation de différents absorbeurs vibro-acoustiques linéaires et non linéaires lorsqu'ils sont soumis à une source acoustique à fort niveau (de l'ordre de 300 Pa). Afin que l'utilisateur puisse comparer l'efficacité des différents absorbeurs, une méthode de mesure visant l'établissement d'un bilan énergétique le plus précis possible est proposée. Cela permet notamment de rendre compte des effets non linéaires (couplages fréquentiels) observés lors du fonctionnement de l'absorbeur [11].

2 Fonctionnement d'un absorbeur vibro-acoustique

Dans des travaux précédents, l'étude d'un oscillateur vibro-acoustique non linéaire tel qu'une membrane visco-élastique a été menée à bien [5]. Ce dernier, constitué d'une fine membrane circulaire encastrée, est couplé au milieu acoustique d'intérêt. La membrane fait essentiellement office de raideur cubique lorsqu'elle est déformée transversalement. La non-linéarité prise en compte est donc d'ordre géométrique. L'objectif est alors d'agir sur le système via l'absorbeur non linéaire pour contrÙler les vibrations et donc le niveau sonore. Le phénomène de pompage a alors été observé. Trois phases se succèdent avec l'augmentation de l'excitation : dans la première (faible niveau d'excitation), les amplitudes des deux oscillateurs augmentent ensemble ; dans la seconde (régime quasi périodique) la membrane vibre soudainement sous de grandes amplitudes et le niveau de vibration du milieu primaire est limité sous un certain seuil ; enfin, dans la troisième zone, le niveau peut à nouveau augmenter avec la source alors que la membrane conserve son propre niveau. Aussi, il a été observé qu'en abaissant le niveau d'une résonance par le phénomène de pompage décrit précédemment, une partie de l'énergie manquante sur la fondamentale est transférée aux harmoniques supérieurs [11]. Il devient donc nécessaire de pouvoir quantifier ce phénomène. Le montage expérimental proposé cherche à rendre compte de la répartition énergétique produite par le NES afin de le caractériser le plus finement possible.

3 Conception d'un banc d'expérience dédié à la caractérisation de l'absorbeur vibro-acoustique

3.1 Description du banc d'essai

Le banc d'essai, aussi appelé SKT (Short Kundt Tube), se présente sous la forme d'un tube subdivisé en trois sous-parties comme montré sur la figure 1 o˘ chacune d'elles est dimensionnée pour assurer les ordres de grandeur et les précisions de mesure souhaités. Sa faible longueur effective ($L_e \simeq 1,50$ m - entre la source et l'échantillon) permet un travail en basses fréquences en-dessous de la première

fréquence de résonance du tube (plage fréquentiel d'intérÍt : [20 ; 200] Hz). À gauche, un premier sous-ensemble représente la source. Celle-ci a été conçue via un assemblage de douze (3 blocs de 4) haut-parleurs dans le but de pouvoir générer des pressions acoustiques de l'ordre de 300 Pa. Au centre, un banc de mesure est constitué de quatre microphones à haute pression utiles à la caractérisation du bilan d'énergie obtenu. Enfin, à l'extrémité droite, différents échantillons absorbants pourront être adaptés à la terminaison du tube.

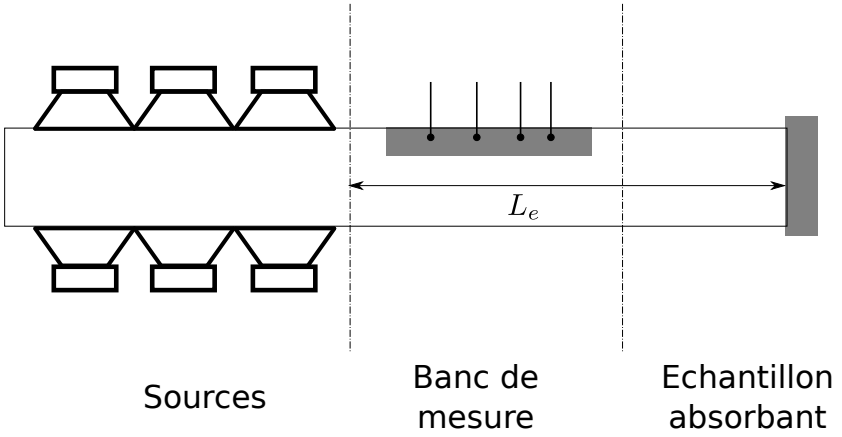

FIGURE 1 – Présentation schématique du SKT (vue en coupe). - Montage expérimental : 12 H.P Beyma 10LW30/N - Tube de diamètre 20mm - Position relatives des microphones ($x_2 - x_1 = 20$ mm ; $x_3 - x_1 = 431$ mm ; $x_4 - x_1 = 590$ mm).

3.2 Estimation de l'impédance vue par l'absorbeur

On cherche à caractériser l'impédance acoustique vue par un échantillon situé à l'extrémité droite du tube. Pour cela, on considère que seul le mode plan se propage et que notre système ne présente pas d'écoulement. Le système est dimensionné pour que l'échantillon absorbant soit le seul composant non linéaire possible du montage. En supposant l'excitation sinusoÔdale, le champ de pression mesurée par un des microphones s'écrit, dans le domaine fréquentiel, $P(x,\omega) = P^+(\omega)e^{-jkx} + P^-(\omega)e^{jkx}$. En appliquant la méthode à deux microphones [9, 10, 4, 12, 1], la fonction de transfert $H_{12} = P_2/P_1$ définie comme le rapport entre les pressions mesurées aux points x_1 et x_2 permet d'exprimer le coefficient de réflexion perçu en bout de tube par :

$$R(\omega) = \frac{H_{12} - e^{-jks}}{e^{jks} - H_{12}} e^{2jkl} \tag{1}$$

où $s = x_2 - x_1$ est la distance entre les deux microphones considérés et l est la distance à l'échantillon. Ainsi, l'impédance Z_l et le coefficient d'absorption α peuvent en Ítre directement déduits. De plus, un calcul d'erreurs a été développé afin de quantifier les facteurs d'incertitudes les plus influents sur ce type de méthode [8, 2, 14, 13] (position, température, atténuation, amplitude et phase de la pression mesurée). L'extension de deux à quatre microphones (méthode de surdétermination [3]) nous permet de minimiser les incertitudes de mesures pour d'estimer au mieux l'impédance en fin de tube dans le but d'établir le bilan énergétique modifié par l'absorbeur dynamique. Du point de vue de la conception de l'expérience, le banc de mesure a été réalisé de sorte à minimiser les facteurs d'erreur influents sur l'expression de R et donc sur l'impédance terminale.

3.3 Bilan énergétique multiharmoniques

Dans le cas d'une absorption par une membrane NES, il a été montré que l'énergie manquante sur la première harmonique pouvaient Ítre, en partie, transférée au harmoniques supérieures [11]. Le banc d'essai proposé ici vise la mise en évidence fine et quantifiée de ce phénomène non linéaire. Pour cela, un bilan entre les ondes aller et les ondes retour va Ítre établi à la fréquence d'excitation (Ω) (dans le cas d'une excitation sinusoÔdale par exemple) et à ses harmoniques (Ω, 2Ω, 3Ω, $\cdots$).

En effet, si l'on considère un simple déphasage entre les mesures réalisées en x_1 et en x_2, les expressions des pressions correspondantes sont exprimées par la superposition d'une onde aller et d'une onde retour comme : $P_1(\omega) = P_1^+ + P_1^-$ et $P_2(\omega) = e^{-2jks}P_1^+ + e^{2jks}P_1^-$, o˘ P^+ représente l'expression de l'onde aller et respectivement P^- l'onde retour. En conséquence, on peut aisément séparer chacune de ces deux ondes comme

$$P_1^+(\omega) = \frac{e^{-jks}P_1 - P_2}{e^{-jks} - e^{jks}} \quad ; \quad P_1^-(\omega) = \frac{e^{jks}P_1 - P_2}{e^{jks} - e^{-jks}}, \tag{2}$$

et donc proposer une répartition par fréquence des ondes aller et retour, c'est à dire ayant subit l'effet de l'absorbeur en bout de tube. Cela permet de quantifier l'effet de l'absorption aux multiples de la fréquence d'excitation et ainsi observer les effets non linéaire par transfert énergétique. Ces observations seront faciliter par une terminaison à faible réflexion.

4 Résultats attendus

L'objectif de ce montage expérimental est d'évaluer et comparer l'efficacité de différents absorbeurs dynamiques passifs (matériaux fibreux), vibro-acoustiques classiques (résonateur de Helmholtz) et originaux (NES). Des mesures intermédiaires ont permis de mettre en évidence le comportement non linéaire d'une membrane NES. La méthode de mesure proposée permet l'établissement du bilan énergétique par harmonique afin de rendre compte du phénomène non linéaire produit dès lors que le NES entre en fonctionnement. Les premiers résultats obtenus seront présentés lors du congrès. La source permettant de produire des niveaux suffisamment élevés il est envisagé une optimisation de l'absorbeur de type NES, dans le but de proposer une meilleure performance de l'atténuation du son en basses fréquences.

Références

[1] Acoustique - détermination du facteur d'absorption acoustique et de l'impédance des tubes d'impédance - méthode de la fonction de transfert.

[2] M. Abom and H. Bodèn. Error analysis of the two-mircophone measurements in ducts with flow. *Journal of Acoustical Society of America*, 83(6) :2429–2438, 1988.

[3] G. Ajello. *Mesures acoustiques dans les guides d'ondes en présence d'écoulement : mise au point d'un banc de mesure - applications à des discontinuités*. PhD thesis, Université du Maine, 1997.

[4] M. Atig. *Non-linéarité acoustique localisée à l'extrémité ouverte d'un tube, mesure, modélisation et application aux instruments à vent*. PhD thesis, Université du Maine, 2004.

[5] R. Bellet. *Vers une nouvelle technique de contrôle du bruit : absorbeur dynamique nonlinéaire et pompage énergétique*. PhD thesis, Universitè Aix-Marseille I, 2010.

[6] R. Bellet, B. Cochelin, R. Côte, and P.-O. Mattei. Enhancing the dynamic range of the targeted energy transfer in acoustics using several nonlinear membrane absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, 331 :5657–5668, 2012.

[7] R. Bellet, B. Cochelin, P. Herzog, and P.-O. Mattei. Experimental study of targeted enrgy transfer from an acoustic system to a nonlinear membrane absorber. *Journal of Sound and Vibration*, 329 :2768–2791, 2010.

[8] H. Bodèn and M. Abom. Influence of errors on the two-mircophone method for measuring acoustic properties in ducts. *Journal of Acoustical Society of America*, 79(2) :541–549, 1986.

[9] J.Y. Chung and D.A. Blaser. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. i. theory. *Journal of Acoustical Society of America*, 68(3) :907–913, 1980.

[10] J.Y. Chung and D.A. Blaser. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. ii. experiment. *Journal of Acoustical Society of America*, 68(3) :914–921, 1980.

[11] R. Côte, M. Pachebat, and S. Bellizzi. Experimental evidence of simultaneous multi-resonance noise reduction using an absorber with essential nonlinearity under two excitation frequencies. *Journal of Sound and Vibration*, 333 :5057–5076, 2014.

[12] M. Henry. *Mesures des paramètres caractérisant un milieu poreux. Étude expérimentale du comportement acoustique des mousses aux basses fréquences.* PhD thesis, Université du Maine, 1997.

[13] T. Schultz, M. Sheplak, and L.N. Cattafesta III. Application of mutivariate uncertainty analysis to frequency response function estimates. *Journal of Sound and Vibration*, 305 :116–133, 2007.

[14] T. Schultz, M. Sheplak, and L.N. Cattafesta III. Uncertainty analysis of the two-microphone method. *Journal of Sound and Vibration*, 304 :91–109, 2007.