



## Optimisation de la perte par transmission en basse fréquence des silencieux rectangulaires à baffles parallèles

R. Binois<sup>a</sup>, N. Dauchez<sup>b</sup>, B. Nennig<sup>c</sup>, E. Perrey-Debain<sup>b</sup>, J.-M. Ville<sup>b</sup> et G. Beillard<sup>a</sup>

<sup>a</sup>ALHYANGE Acoustique, 60 rue du Faubourg Poissonnière, 75010 Paris, France

<sup>b</sup>UTC, Laboratoire Roberval UMR CNRS, Rue Personne de Roberval, 60205 Compiègne, France

<sup>c</sup>SUPMECA / LISMMA, 3 rue Fernand Hainaut, 93400 Saint-Ouen, France

remy.binois@gmail.com

Les silencieux à baffles parallèles sont largement utilisés dans les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (CVC) pour réduire le bruit généré par les sources aérauliques. Ces silencieux sont composés d'un certain nombre de baffles insérés dans un conduit de section rectangulaire. Chaque baffle est constitué d'un cadre métallique garni de matériaux absorbants. Cette étude vise à déterminer l'influence de la géométrie de ces silencieux afin d'en améliorer les performances. Un modèle bidimensionnel, prenant en compte un nombre arbitraire de baffles de longueur finie, délimités par un cadre métallique ou une impédance de surface, a été développé pour prédire leur perte par transmission (TL). Ce modèle multimodal est facilement implémentable, relativement peu coûteux en temps de calcul, flexible dans la définition des paramètres géométriques du silencieux et permet de modéliser une large variété de configurations. Après une description succincte du modèle, une campagne d'essai à échelle réduite est présentée pour deux configurations. Un bon accord est trouvé entre les résultats numériques et expérimentaux. Le TL de ces deux configurations est alors analysé et finalement, des configurations géométriques relativement plus complexes sont simulés dans le but d'examiner l'influence de la disposition transversale des baffles dans le conduit.

## 1 Introduction

Les silencieux à baffles parallèles (voir Fig. 1) sont largement utilisés dans les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (CVC) pour réduire le bruit généré par les sources aérauliques. Ces silencieux sont composés d'un certain nombre de baffles insérés dans un conduit de section rectangulaire. Chaque baffle est constitué d'un cadre métallique garni de matériaux absorbants tels que la laine de roche ou la laine de verre. La présence d'un écoulement d'air à l'intérieur des conduits aérauliques induit l'usage de voile, tissu ou de plaque perforée entre les baffles et les voies d'air pour protéger le matériau absorbant.

L'analyse de la propagation acoustique à travers ces silencieux est généralement réalisée en utilisant les techniques classiques de discrétisation telles que la méthode des éléments finis (FEM) [1, 2, 3] ou la méthode des éléments finis de frontière (BEM) [4]. Bien que ces méthodes permettent de modéliser une large variété de configurations géométriques, elles sont connues pour être coûteuses en temps de mise en données du problème et de calcul. Une autre approche [5, 6, 7], exploitant l'invariance de la géométrie de ces silencieux dans la direction de propagation, consiste à décomposer le champ acoustique sur une base tronquée des modes propres du silencieux. Cette approche modale est plus rapide car elle nécessite seulement le calcul des modes transverses du silencieux. Elle est donc mieux adaptée pour des procédures d'optimisation.

Le présent article a pour but d'étudier l'influence de la géométrie des silencieux à baffles parallèles afin d'en améliorer les performances, en se basant sur une méthode modale "multi-couches" [8]. Après une description succincte du modèle, une campagne d'essai à échelle réduite est présentée pour deux configurations standards. La perte par transmission (TL) de ces deux configurations est analysée. Finalement, l'influence de la disposition transversale des baffles dans le conduit est examinée.

## 2 Modèle

On considère ici un silencieux à baffles parallèles inséré dans un conduit rectangulaire infini. Les parois sont supposées rigides et imperméables. Dans le cas du silencieux représenté sur la Fig. 1, cinq domaines sont définis. Dans le domaine I, une source acoustique génère une onde incidente multimodale qui se propage dans la direction positive  $z$  et excite le silencieux. Les domaines II, III et IV correspondent au silencieux. Dans un cas plus général, ces domaines

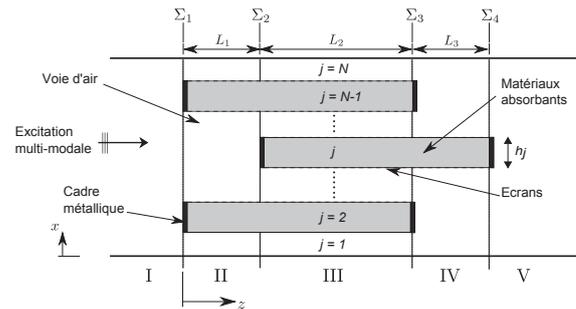


FIGURE 1 – Géométrie d'un silencieux à baffles parallèles.

peuvent être constitués d'un nombre arbitraire  $N$  de couches (notée  $j = 1, \dots, N$ ) de longueur finie, délimités par un cadre métallique ou une impédance de surface. Les baffles et les voies d'air peuvent être représentés par plusieurs couches de hauteur  $h_j$  et peuvent être aussi séparés par un écran résistif (voile, tissu, plaque perforées,...). Chaque baffle contient un matériau poreux supposé homogène et isotrope. Le domaine V représente une terminaison anéchoïque. On notera que la géométrie est invariante le long de la direction  $y$ .

Un modèle de propagation bidimensionnel à "couches" a été développé afin de prédire le TL pour ce type de silencieux. Ce modèle peut être vu comme une généralisation du modèle basse fréquence de Aurégan *et al.* [9] pour la transmission du mode plan à travers un silencieux cylindrique. Pour chaque couche, on définit l'admittance  $Y_j = i\omega\kappa_j h_j$  et l'impédance  $Z_j = i\omega\rho_j/h_j$ , où  $\kappa_j$  et  $\rho_j$  sont respectivement le coefficient de compressibilité et la densité de la couche  $j$ . Ces deux dernières quantités sont complexes pour un baffle constitué d'un matériau poreux et réelles pour les voies d'air. Dans chaque domaine  $d$ , l'écriture des équations d'Euler linéarisées, une fois moyennées, permet d'obtenir l'équation de propagation pour la pression moyenne sur chaque couche :

$$\left(-\frac{d^2}{dz^2} + \Gamma + \mathbf{ZB}\right)\bar{\mathbf{P}} = 0, \quad (1)$$

où  $\mathbf{Z} = \text{diag}(Z_1, \dots, Z_N)$ ,  $\Gamma = \text{diag}(Z_1 Y_1, \dots, Z_N Y_N)$  et  $\mathbf{B}$  est une matrice symétrique complexe.

La pression moyenne  $\bar{\mathbf{P}}$  peut se décomposer sur une base tronquée des modes du domaine  $d$  considéré :

$$\bar{\mathbf{P}}^d(z) = \Phi^d(\mathbf{E}^d(z)\mathbf{A}^{d,+} + \hat{\mathbf{E}}^d(z)\mathbf{A}^{d,-}), \quad (2)$$

où le vecteur colonne  $\mathbf{A}^{d,\pm} = (A_1^{d,\pm}, A_2^{d,\pm}, \dots, A_M^{d,\pm})^T$  contient les amplitudes modales, la matrice  $\Phi^d = (\Phi_1^d, \Phi_2^d, \dots, \Phi_M^d)$

contient les modes transverses qui vérifient le problème aux valeurs propres suivant (voir Eq. (1))

$$(\mathbf{\Gamma}^d + \mathbf{Z}^d \mathbf{B}^d) \mathbf{\Phi}_i^d = -(k_i^d)^2 \mathbf{\Phi}_i^d, \quad (3)$$

et  $M$  est le nombre de modes pris en compte dans la modélisation. Les valeurs propres  $k_i^d$  associées à ces modes correspondent aux nombres d'ondes axiaux. La matrice diagonale  $\mathbf{E}^d(z) = \text{diag}(e^{ik_1^d z}, e^{ik_2^d z}, \dots, e^{ik_M^d z})$ , et son inverse  $\hat{\mathbf{E}}^d(z)$ , contiennent les facteurs de propagation.

Le raccordement modal entre chaque domaine se fait ensuite en imposant directement l'égalité des pressions moyennes et du flux acoustique moyen  $U_j = (\mathbf{Z}_j)^{-1} dP_j/dz$  pour chaque couche. La condition de mur rigide aux extrémités du baffle (cadres métalliques) s'écrit simplement  $U_j = 0$ . Le système couplé obtenu est finalement résolu de manière itérative pour déterminer les amplitudes modales. Un organigramme de la méthode est présenté sur la Fig. 2. Le TL du silencieux, correspondant au rapport de la puissance incidente sur la puissance transmise, peut alors être calculé.

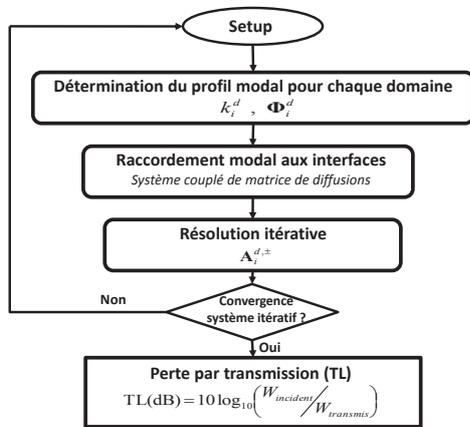


FIGURE 2 – Organigramme du modèle.

### 3 Résultats et validation

Dans le but de valider la méthode proposée, des résultats simulés pour deux silencieux symétriques dont la disposition des baffles est périodique (voir Fig. 4) sont comparés à des résultats de mesure. Ces mesures ont été réalisées par les auteurs sur le banc d'essai du Laboratoire Roberval de l'Université de Technologie de Compiègne (UTC).

#### 3.1 Procédure expérimentale

Les mesures ont été effectuées sur le banc d'essai illustré sur la Fig. 3. Ce banc d'essai permet de caractériser la matrice de diffusion multimodale d'un obstacle en présence (ou non) d'un écoulement à faible nombre de Mach [10]. Dans notre cas, les obstacles considérés sont deux silencieux à baffles parallèles. La matrice de diffusion à  $2M_s$ -port, contenant les coefficients de réflexion et de transmission modaux, est mesurée à l'aide de la méthode multi-sources détaillée dans la référence [10]. Le conduit est rectangulaire et rigide de section  $0.2 \text{ m} \times 0.1 \text{ m}$ , terminé par deux terminaisons anéchoïques. Les résultats sont donnés dans la bande de fréquence [200 Hz - 3.5 kHz]. Le nombre de modes propagatifs dans le conduit est  $M_s = 10$  maximum.

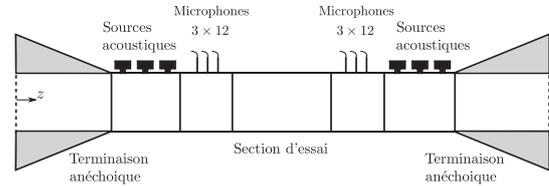
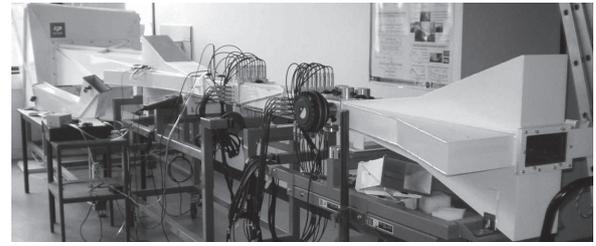


FIGURE 3 – Banc d'essai multimodal de l'UTC [10] - 72 microphones pour la détermination de 10 modes.

La procédure expérimentale est réalisée pour le silencieux A (Fig. 4(a)) et le silencieux B (Fig. 4(b)). Ces deux silencieux de même longueur sont insérés dans un conduit de même section (dimensions transverses du conduit d'essai). Le silencieux A est constitué d'un baffle d'épaisseur 100 mm tandis que le silencieux B est constitué de deux baffles de 50 mm d'épaisseur. La laine minérale RW a été choisie pour garnir les baffles. Ses propriétés sont données dans la table 1. Les deux silencieux possèdent le même pourcentage de voie d'air égal à 50% dans le but d'étudier l'influence du nombre de baffles sur leur performance. Enfin, dans les voies d'air, la célérité du son et la densité de l'air sont respectivement  $c_0 = 342.8 \text{ m.s}^{-1}$  et  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg.m}^{-3}$ .

L'expression de la fréquence de coupure du mode  $(n,m)$  d'un conduit rectangulaire est rappelée ci-dessous :

$$f_{(n,m)} = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n}{0.2}\right)^2 + \left(\frac{m}{0.1}\right)^2}. \quad (4)$$

Pour une onde plane incidente, l'invariance des champs acoustiques dans la direction  $y$  implique que seuls les modes transverses dans la direction  $x$  sont excités. Les fréquences de coupure qui nous intéressent sont donc :  $f_{(1,0)} = 857 \text{ Hz}$ ,  $f_{(2,0)} = 1714 \text{ Hz}$ ,  $f_{(3,0)} = 2571 \text{ Hz}$  et  $f_{(4,0)} = 3428 \text{ Hz}$ .

TABLE 1 – Propriétés de la laine minérale RW.

$\phi$	$\sigma$	$\alpha_\infty$	$\Lambda$	$\Lambda'$	$\rho_1$
–	(N.s.m <sup>-4</sup> )	–	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	(kg.m <sup>-3</sup> )
0.954	14066	1	91.2	182.4	53

#### 3.2 Résultats

Les résultats sont donnés ici pour une onde plane incidente. Les résultats simulés et mesurés pour les silencieux A et B sont comparés sur la Fig. 5. Dans les deux cas, un bon accord est trouvé entre la simulation et la mesure sur l'ensemble de la bande de fréquence considérée. Les divergences entre résultats numériques et expérimentaux ne dépassent pas 3 dB. On peut aussi noter la présence de trois pics à 325 Hz, 486 Hz et 583 Hz causés par la vibration des parois du conduit d'essai [10].

Les résultats obtenus indiquent que le TL des deux silencieux sont sensiblement différents. En effet, pour le

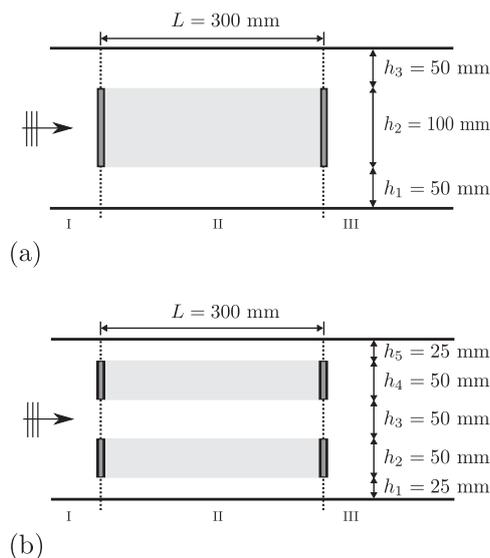


FIGURE 4 – Géométrie et dimensions des silencieux expérimentés : (a) silencieux A, (b) silencieux B.

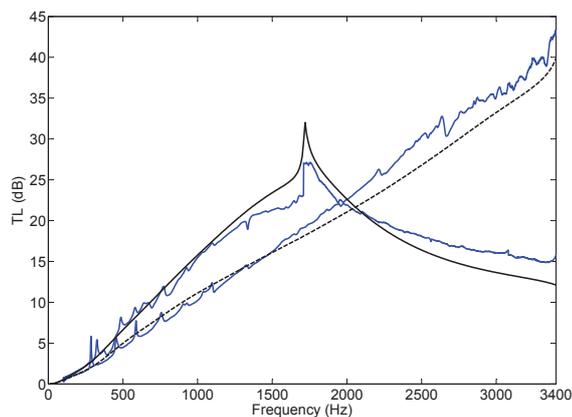


FIGURE 5 – Perte par transmission pour une onde plane incidente : — silencieux A, - - - silencieux B et — mesures.

silencieux A un pic est clairement identifié numériquement et expérimentalement à 1714 Hz. Il correspond à la fréquence de coupure du premier mode symétrique de conduit (2,0). En revanche, pour le silencieux B, seulement une croissance continue du TL est observée.

## 4 Analyse et discussion

Le TL des silencieux A et B pour une onde plane incidente sont de nouveau représentés sur la Fig. 6 jusqu'à 5000 Hz. La différence observable entre leur performance est due à la position du pic correspondant à la fréquence de coupure du premier mode symétrique de conduit (2,0) pour le silencieux A et du mode de conduit (4,0) pour le silencieux B. Au-dessus de cette fréquence, le TL décroît rapidement. Ce comportement est typique des silencieux symétriques dont la disposition des baffles est périodique. En effet, il peut être démontré dans ce cas particulier que seuls les modes d'ordre  $n$  sont transmis en aval du silencieux

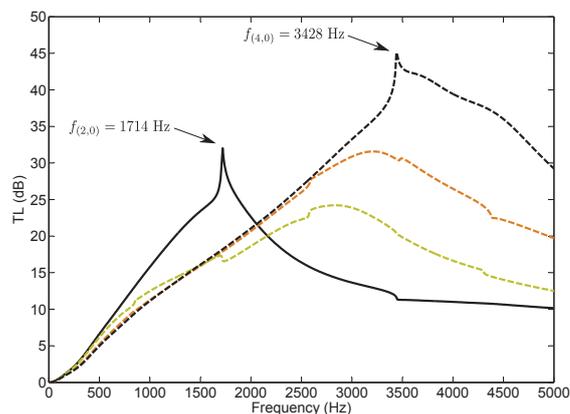


FIGURE 6 – Prédiction de la perte par transmission pour une onde plane incidente : — silencieux A, - - - silencieux B (( $h_1, h_5$ ) = (25 mm, 25 mm)), - - - silencieux B for ( $h_1, h_5$ ) = (12.5 mm, 37.5 mm) and - - - for ( $h_1, h_5$ ) = (0 mm, 50 mm).

selon la règle de sélection de Mechel [5]

$$n = n^{inc} + 2qK, \quad (5)$$

où  $n^{inc}$  est l'ordre du mode incident (ici égal à zéro car seul le mode plan est supposé se propager en amont du silencieux),  $K$  est le nombre de baffles et  $q$  est un nombre entier relatif. Dans le cas du silencieux A,  $K = 1$  et donc seulement les modes paires sont autorisés à se propager en aval du silencieux. En d'autres termes, le silencieux A se comporte comme un filtre acoustique pour les modes impaires.

Pour le silencieux B, la règle de sélection indique que seuls les modes d'ordre  $n = 4q$  sont transmis, les autres modes étant "interdits". Lorsque la fréquence dépasse la fréquence de coupure du mode sélectionné, ce dernier étant très couplé avec les modes supérieurs dans le silencieux se met alors à transporter une certaine quantité d'énergie acoustique (cette énergie ne pouvait pas être rayonnée en-dessous de la coupure). Cette nouvelle contribution implique nécessairement une diminution du TL et donc une dégradation des performances.

Dans le but d'examiner les effets d'une asymétrie dans la disposition des baffles, les deux baffles du silencieux B sont décalés dans la direction  $x$ , vers le bas. Dans le premier cas,  $h_1$  est fixé à 12.5 mm puis à 0 mm dans le second cas. Les TL sont montrés sur la Fig. 6. Ces configurations ne sont plus symétriques et dans les deux cas, tous les modes peuvent rayonner en aval du silencieux. Il en résulte des performances plus faibles au-delà de la fréquence de coupure du premier mode symétrique du conduit (2,0) et un lissage des courbes du TL au niveau du pic. En revanche, en-dessous de cette fréquence, une légère amélioration des performances de 2 dB maximum est observée.

## 5 Conclusion

Dans ce papier, nous avons présenté une méthode multimodale "multi-couches" permettant de simuler la propagation d'ondes acoustiques à travers les silencieux à baffles parallèles. Cette méthode, basée sur la détermination d'une base modale pour la pression moyenne dans chaque

couche, est facilement implémentable et permet de modéliser une large variété de configurations pour un temps de calcul relativement faible. Un bon accord est trouvé entre les résultats numériques et les résultats de mesures des deux configurations présentées.

Lorsque les baffles sont identiques et disposés en pile (c'est à dire qu'ils ne forment qu'un seul domaine), on montre que les meilleures performances sur l'ensemble du spectre d'étude (ici jusqu'à 5000 Hz) sont obtenues lorsque l'empilement est périodique et symétrique. Ceci s'explique par un phénomène de modes "interdits" qui ne permet pas à certains modes propagatifs de rayonner en aval du silencieux. Toutefois, on montre aussi qu'une asymétrie dans la disposition des baffles dans le conduit induit de meilleures performances en-dessous de la fréquence de coupure du premier mode symétrique du conduit. Les performances au-delà de cette fréquence sont par contre dégradées.

Un travail en cours examine d'autres configurations géométriques afin de trouver un compromis : obtenir de meilleures performances en basses fréquences sans trop détériorer les moyennes et hautes fréquences. Dans le même objectif, des résonateurs acoustiques intégrés dans les baffles ainsi que des nouveaux matériaux sont à l'étude.

## Remerciements

Les auteurs remercient l'ANRT (Association Nationale de la Recherche et de la Technologie) pour son soutien financier.

## Références

- [1] K. S. Peat and K. L. Rathi. A finite element analysis of the convected acoustic wave motion in dissipative silencers. *J. Sound Vib.*, **184** (3), 529–545, (1995).
- [2] O. Z. Mehdizadeh and M. Paraschivoiu. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow. *Appl. Acoust.*, **66**, 902–918, (2005).
- [3] D. Borelli and C. Schenone. A finite element model to predict sound attenuation in lined and parallel-baffle rectangular ducts. *HVAC&R Research*, **18** (3), 390–405, (2012).
- [4] T. W. Wu, C. Y. R. Cheng, and P. Zhang. A direct mixed-body boundary element method for packed silencers. *J. Acoust. Soc. Am.*, **111** (6), 2566–2572, (2002).
- [5] F. P. Mechel. Theory of baffle-type silencers. *Acustica*, **70**, 93–111, (1990).
- [6] A. Cummings and N. Sormaz. Acoustic attenuation in dissipative splitter silencers containing mean fluid flow. *J. Sound Vib.*, **168** (2), 209–227, (1993).
- [7] R. Kirby. The influence of baffle fairings on the acoustic performance of rectangular splitter silencers. *J. Acoust. Soc. Am.*, **118** (4), 2302–2312, (2005).
- [8] R. Binois, E. Perrey-Debain, B. Nennig, N. Dauchez, J.-M. Ville, and G. Beillard. On the efficiency of

parallel baffle silencers in rectangular ducts : prediction and measurement. Submitted to *J. Sound Vib.*

- [9] Y. Aurégan, A. Debray, and R. Starobinski. Low frequency sound propagation in a coaxial cylindrical duct : application to sudden area expansions and to dissipative silencers. *J. Sound Vib.*, **243** (3), 461–473, (2001).
- [10] H. Trabelsi, N. Zerbib, J.-M. Ville, and F. Foucart. Passive and active acoustic properties of a diaphragm at low mach number. *Eur. J. Comp. Mech.*, **20** (1-4), 49–71, (2011).