

Mesure du flux de chaleur thermique extrait à l'échangeur de chaleur froid d'un réfrigérateur thermoacoustique

Gaelle Poignand, Emmanuel Jondeau, Philippe Blanc Benon, Etienne Gaviot, Lionel Camberlein, Guillaume Penelet, Pierrick Lotton

▶ **To cite this version:**

Gaelle Poignand, Emmanuel Jondeau, Philippe Blanc Benon, Etienne Gaviot, Lionel Camberlein, et al.. Mesure du flux de chaleur thermique extrait à l'échangeur de chaleur froid d'un réfrigérateur thermoacoustique. 10ème Congrès Français d'Acoustique, Apr 2010, Lyon, France. hal-00546816

HAL Id: hal-00546816
https://hal.science/hal-00546816

Submitted on 14 Dec 2010

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.

10ème **C**ongrès **F**rançais d'**A**coustique

Lyon, 12-16 Avril 2010

Mesure du flux de chaleur thermique extrait à l'échangeur de chaleur froid d'un réfrigérateur thermoacoustique

Gaëlle Poignand[1], Emmanuel Jondeau[1], Philippe Blanc-Benon[1], Etienne Gaviot[2], Lionel Camberlein[2], Guillaume Penelet[2], Pierrick Lotton[2]

[1] Laboratoire de mécanique des fluides et d'acoustique, 36 avenue Guy-de-Collongue, F-69134 ÉCULLY cedex, gaelle.poignand@ec-lyon.fr

[2] Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine, Avenue Olivier Messiaen, F-72085 Le Mans Cedex 9

Un réfrigérateur thermoacoustique à ondes stationnaires de dimensions réduites muni d'un stack et d'échangeurs de chaleur est étudié expérimentalement. En plus de l'instrumentation classique d'un système thermoacoustique, ce réfrigérateur est équipé de capteurs de flux de chaleur thermiques spécifiquement développés par technologie MEMS. Ces capteurs donnent accès à l'évolution des flux de chaleur extrait à l'échangeur froid et rejeté à l'échangeur chaud. L'introduction de ces capteurs supplémentaires apporte une meilleure compréhension des échanges thermiques entre le stack et les deux échangeurs. Dans l'étude proposée, l'intérêt est notamment porté sur l'étude de l'évolution temporelle de la température le long du stack et des flux de chaleur mesurés en fonction du niveau de pression acoustique. Les résultats montrent qu'à fort niveau de pression acoustique, le flux de chaleur extrait à l'échangeur froid présente une augmentation rapide dans les premiers instants jusqu'à atteindre un maximum, puis vient se stabiliser à une valeur inférieure. L'origine de cette limitation peut provenir de la formation de tourbillons derrière le stack mise en évidence dans le travail de Berson & al. [Heat Mass Trans, 44, 1015-1023,2008). Ce travail est financé par l'ANR MicroThermAc NT051-42101.

Les réfrigérateurs thermoacoustiques sont des machines thermiques qui convertissent de l'énergie acoustique en énergie thermique. Les réfrigérateurs thermoacoustiques classiques à ondes stationnaires sont constitués d'un résonateur excité à sa première fréquence de résonance dans lequel est disposé un empilement de plaques. L'effet thermoacoustique dans l'empilement de plaques se traduit par le transport de chaleur dans les couches limites de fluide voisines des parois dont résulte un gradient de température le long de l'empilement de plaques. Aux extrémités de l'empilement, des échangeurs de chaleurs permettent de transférer le flux de chaleur créé vers le milieu extérieur.

Par rapport aux convertisseurs "classiques", les systèmes thermoacoustiques utilisent des gaz neutres dont l'impact environnemental est nul. Par ailleurs, ces systèmes nécessitent que peu de pièces mobiles et sont miniaturisables. Leurs applications s'étendent à de nombreux domaines tels que la climatisation, l'évacuation de la chaleur des composants électroniques, le recyclage de l'énergie perdue... Cependant, leur développement industriel est pour l'instant limité en raison de leur faible efficacité. En effet, même si leur efficacité théorique proche de 50% de l'efficacité de Carnot, différentes pertes viennent limiter leur efficacité. Une des limitations provient des échangeurs de chaleur dont l'utilisation est acquise dans un écoulement à vitesse moyenne non nulle, mais n'est pas maitrisée dans un écoulement oscillant. Par ailleurs, des études ont mis en évidence des effets non linéaires au voisinage des extrémités du stack qui se traduisent par l'apparition de structures tourbillonnaires [1-4] ou la génération d'harmonique de température [5, 6]. Ces effets peuvent avoir une influence non négligeable sur le transport de chaleur entre le stack et les échangeurs de chaleur. Il apparaît donc nécessaire d'étudier le couplage entre le stack et les échangeurs de chaleur afin de pouvoir optimiser le transport de chaleur entre les deux.

C'est l'object des travaux présentés ici que d'étudier expérimentalement le flux de chaleur thermique extrait ou rejeté aux échangeurs de chaleur dans un démonstrateur de réfrigérateur thermoacoustique. Catte mesure est effectué à l'aide d'un capteur de flux de chaleur dont le principe de fonctionnement et le procédé de fabrication du capteur ont déja fait l'objet de nombreuses publications [7-10]. Par contre, ce capteur n'a jamais été utilisé (à notre connaissance) dans un système thermoacoustique. Ce capteur a l'avantage d'être peu intrusif du fait de sa faible épaisseur et d'être fabriqué par technologie des circuits imprimés et est donc miniaturisable.

Dans les paragraphe 1 et 2, le démonstrateur de réfrigérateur thermoacoustique et son instrumentation sont successivement décrits. Les résultats expérimentaux sont présentés dans le paragraphe 3.

1 Description du démonstrateur

Le démonstrateur de réfrigérateur thermoacoustique considéré est présenté sur la figure 1.

Il est constitué d'un résonateur de longueur 9.3 cm et de section $3.2\times$ 1 cm^2. Le résonateur est construit en un seul bloc par prototypage rapide en plastique ABS lui

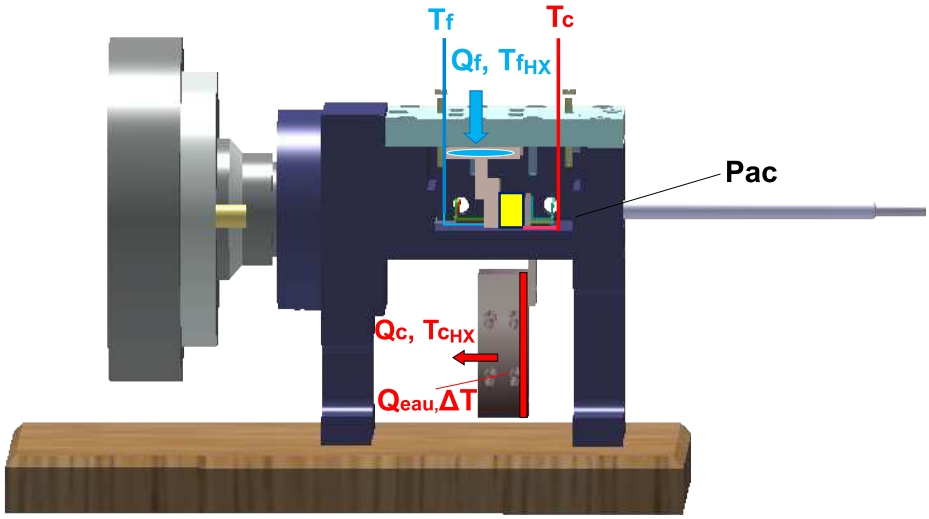


FIGURE 1: Vue schématique du démonstrateur de réfrigérateur thermoacoustique.

garantissant ainsi une bonne étanchéité. Le fluide utilisé est de l'air à pression atmosphérique et à température ambiante. Un haut-parleur électrodynamique à chambre de compression (Monacor MRD 120) est fixé à une de ces extrémités. Il entretient une onde acoustique plane stationnaire de fréquence 980 Hz.
A l'intérieur du résonateur est disposé un couple échangeur de chaleur-empilement de plaques. L'empilement de plaques a une longueur de 1 cm et est constitué de feuilles de kapton. Les feuilles, d'arête 1 cm, sont espacées de 300 μm (soit environ 2.5 fois l'épaisseur de la couche limite thermique pour l'air à une fréquence de 1000 Hz) et ont une épaisseur de 0.125 mm. Les échangeurs de chaleur ont une longueur de 3 mm et sont constitués de plaques de cuivre. Ces plaques sont de mêmes épaisseur et espacement que les feuilles de kapton utilisées pour le stack et sont disposées en vis-à-vis à une distance de 0.5 mm.
Les plaques de cuivre constituant l'échangeur ambiant sont relié au milieu extérieur par un bloc de cuivre. Ce bloc est creusée de manière à faire circuler de l'eau à l'intérieur à température ambiante afin de maintenir sa température contante. L'eau est maintenue en circulation par une pompe avec un débit de 50 ml.min^{-1}.
L'échangeur de chaleur froid est relié à une cuve de cuivre sur laquelle sont collées des bandes thermosensibles ce qui permet d'avoir une indication visuelle de la température de l'échangeur de chaleur.

2 Instrumentation du démonstrateur

Dans cette partie, l'instrumentation du démonstrateur est détaillée.
Le niveau de pression acoustique est mesuré à l'extrémité fermée du résonateur à l'aide d'un microphone 1/4" (Bruel & Kjaer, type 4136) affleurant à la paroi. Des thermocouples de type K permettent de mesurer l'évolution temporelle de la température en différents points du système. Des thermocouples, notés par T_c et T_f sur la figure 1, sont respectivement placés du coté chaud et froid de l'empilement de plaques. Deux autres thermocouples, notés $T_{c\ HX}$ et $T_{f\ HX}$, mesurent les températures des échangeurs de chaleur respectivement chaud et froid à l'extérieur du résonateur.
En compplément des mesures de température et de pression acoustique, les flux de chaleur extrait et rejeté aux échangeurs de chaleur sont également mesurés à l'aide de capteurs de flux de chaleur, ce qui constitue l'originalité de ce travail. Les capteurs de flux thermique délivrent une tension proportionnelle au flux thermique qui traverse leur surface. Après avoir déterminé la sensibilité du capteur, le flux de chaleur est donc mesuré simplement à partir de la tension aux bornes de la thermopile le constituant. La sensibilité des capteurs de flux de chaleur utilisé est d'environ 5 mV/W.
Par ailleurs, le flux de chaleur rejeté à l'échangeur de chaleur chaud est également calculé à partir de la relation

$$Q_c = \rho C_p U_{eau} \Delta T_{eau}, \qquad (1)$$

avec C_p et ρ la capacité calorifique et la masse volumique de l'eau, U_{eau} le débit de l'eau (donné par la pompe péristaltique) et ΔT_{eau} la différence de température de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur. Cette différence de température est mesurée à l'aide de deux thermocouples de type K.
Les signaux provenant des différents capteurs sont connectés à une carte d'acquisition permettant l'enregistrement des données.

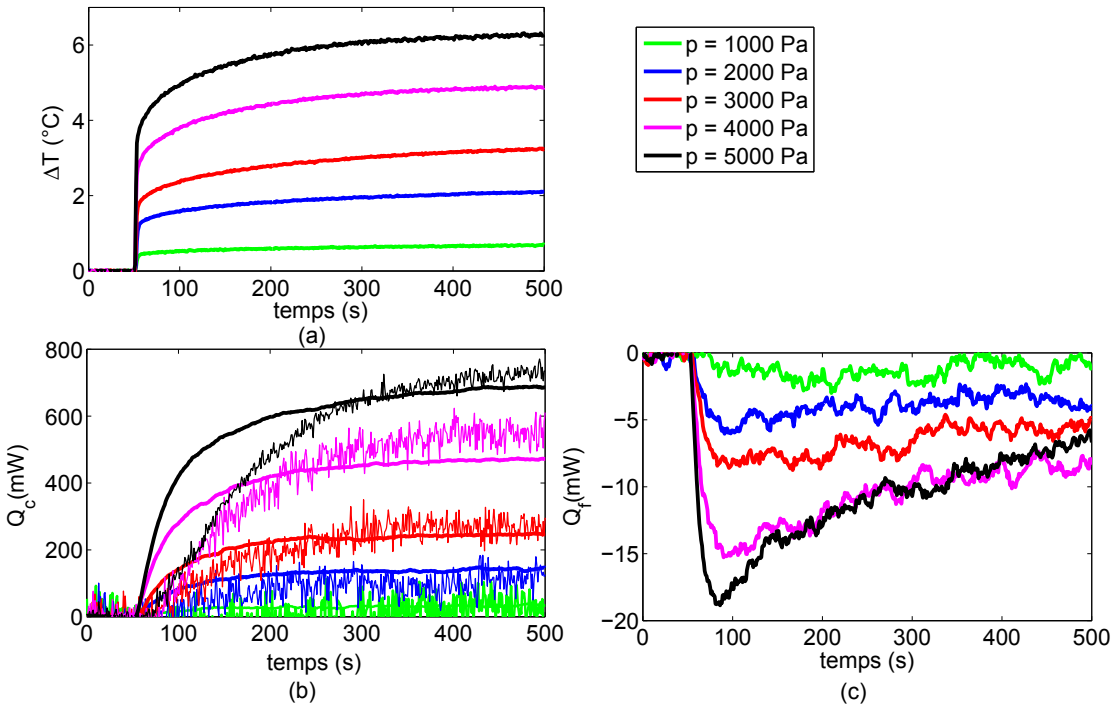


FIGURE 2: Évolution temporelle de la différence de température ΔT (a), des flux de chaleur Q_c (b) et Q_f (c) rejeté et extrait aux échangeurs de chaleur pour une pression acoustique variant de 1000 Pa à 5000 Pa.

3 Résultats expérimentaux

L'objectif de ces expériences est de mesurer le flux de chaleur extrait et rejeté aux échangeurs de chaleur froid et ambiant du démonstrateur thermoacoustique à l'aide de capteurs de flux de chaleur pour différents niveaux de pression acoustique.

Les évolutions en fonction du temps de la différence de température ΔT, du flux de chaleur Q_f extrait à l'échangeur froid et du flux de chaleur Q_c rejeté à l'échangeur chaud sont présentées sur la figure 2 pour des niveaux de pression acoustique allant de 1000 Pa à 5000 Pa.

Pour une pression acoustique de 5000 Pa, la différence de température aux extrémités du stack vaut environ 6.2 °C, le flux de chaleur extrait à l'échangeur froid atteint -20 mW et celui rejeté à l'échangeur ambiant 700 mW.

L'augmentation de la pression acoustique entraîne une augmentation de la différence de température ΔT ainsi que des flux de chaleur rejeté et extrait aux échangeurs (en valeur absolue). Par ailleurs, le flux de chaleur rejeté vers l'extérieur est supérieur au flux de chaleur extrait à l'échangeur froid en valeur absolue.

Sur la figure 2 (b), est représenté la mesure du flux de chaleur Q_c rejeté effectué de deux manières à l'aide du capteur de flux (trait épais) et à l'aide de la relation (2) (trait fin). La comparaison de ces deux méthodes montrent que les niveaux de flux mesurés sont identiques en régime permanent. Par contre, un écart est constaté dans les premiéres secondes de la mise sous tension du haut-parleur du fait de la différence de temps de réponse des deux méthodes. Le temps de réponse trés court du capteur de flux permet d'avoir accès à l'évolution du flux de chaleur en régime transitoire, ce qui n'est pas le cas avec l'autre méthode.

Concernant les flux de chaleur extraits à l'échangeur froid, pour des pressions inférieures à 3000 Pa, ils diminuent puis se stabilisent à la même valeur. A partir de 4000 Pa, ces flux présentent un minimum, 60 s après la mise en fonctionnement de la source acoustique et viennent se stabiliser à une valeur inférieure.

Il apparaît donc que pour un niveau de pression acoustique important et donc une forte vitesse particulaire dans l'empilement, le flux extrait à l'échangeur froid présente une limitation. Une hypothèse pour expliquer cette limitation est la dégradation du transfert de chaleur entre l'empilement de plaques et l'échangeur de chaleur. En effet, les études expérimentales et numériques de Berson et al. [1] et de Besnoin et Knio [4] montrent qu'à fort niveau acoustique, des oscillations des couches de cisaillement apparaissent derrière l'empilement. L'amplitude de ces oscillations augmentent avec l'amplitude de la vitesse particulaire et lorsqu'elles se développent, des structures tourbillonnaires se forment. Ces structures prennent la forme d'allées asymétriques de paires de tourbillons contrarotatifs. Les tourbillons ainsi formés peuvent entrer dans les canaux de l'échangeur de chaleur et modifier le comportement thermique entre le stack et l'échangeur de chaleur. Les oscillations des couches limites de cisaillement sont responsables d'oscillations basses fréquences de la puissance réfrigérante du système à une fréquence inférieure à la fréquence de fonctionnement. Dans

pa (Pa)	$2d_{ac}$ (mm)	v_{ac} $(m.s^{-1})$
5000	1.06	3.28
4000	0.835	2.57
3000	0.637	1.96
2000	0.432	1.33
1000	0.212	0.66

TABLE 1: Distance $2d_{ac}$ et vitesse particulaire v_{ac} dans l'empilement de plaques pour les différents niveaux de pressions acoustiques considérés.

l'étude expériementale de Berson [10], l'échappement tourbillonnaire est caractérisé à l'aide de nombres adimensionnels pour différentes géométries de stacks. Il est observé que le nombre de Strouhal $St_{2y_0} = 2y_0/\Delta x$ basé sur l'espace $2y_0$ entre les plaques du stack (avec Δx la distance entre deux paires consécutives de tourbillons) reste voisin de $St_{2y_0} = 0.44$ pour les différentes géométries de stack considérées. Par ailleurs, les perturbations de l'écoulement à l'arrière du stack s'étendent sur une distance proche de $2d_{ac}$ i.e. du double du déplacement particulaire. Un critère pour l'apparition des tourbillons basé sur ces deux observations est proposé [10] :

$$St_{2y_0} = 2y_0/\Delta x \simeq 0.44 \text{ et } \Delta x \simeq 2d_{ac} \Rightarrow 2d_{ac} > \frac{2y_0}{0.44}. \quad (2)$$

Dans l'empilement considéré ici, le rapport $\frac{2y_0}{0.44}$ vaut $6.8\ 10^{-4}$. Les distances $2d_{ac}$ sont données dans le tableau 1 pour les différentes pressions acoustiques. Le critère (2) est vérifié à partir d'une pression acoustique de 4000 Pa. Cela conforte notre hypothèse selon laquelle la formation de tourbillons peut être à l'origine de la limitation du flux de chaleur observée.

4 Conclusion

Dans cette étude, des mesures de flux de chaleur extrait et rejeté à l'échangeur de chaleur chaud et froid sont effectuées à l'aide de capteurs de flux de chaleur.
Le flux de chaleur mesuré à l'échangeur chaud par une autre méthode montre la bonne réponse temporelle du capteur de flux de chaleur qui permet d'avoir accès au régime transitoire des flux de chaleurs. Cette données constituent une nouvelle information pour l'établissement de bilans énergétiques entre le stack et les échangeurs de chaleur.
Par ailleurs, les évolutions temporelles du flux de chaleur extrait mesuré pour différentes pressions acoustiques montrent qu'à faible niveau acoustique, ce flux diminue très rapidement dans les premiers instants puis se stabilise. Par contre, à fort niveau acoustique, il atteint un minimum environ une minute après la mise en fonctionnement de la source acoustique, avant de se stabiliser à un niveau inférieur (en valeur absolu). Le flux de chaleur présente une limitation dont l'origine peut être la formation de tourbillons derrière l'empilement de plaques. Des mesures complémentaires du champ de vitesse acoustique entre le stack et les échangeurs de chaleurs permettraient de valider cette hypothèse et d'avoir une meilleur compréhension du couplage entre le stack et les échangeurs de chaleur afin d'optimiser l'efficacité des systèmes.

Remerciements

Cette étude a été soutenue par l'ANR dans le cadre du projet MICROTHERMAC NT051-42101. Les auteurs tiennent à remercier Alexandre Azouzi et Horacio Correia pour leur participation à la réalisation du démonstrateur thermoacoustique.

Références

[1] Berson, A. and Blanc-Benon, Ph., "Nonperiodicity of the flow within the gap of a thermoacoustic couple at high amplitudes", *J. Acoust. Soc. Am.* 122 (6), EL122-EL127 (2007).

[2] Berson A., Michard M., Blanc-Benon Ph., "Measurement of acoustic velocity in the stack of a thermoacoustic refrigerator using Particle Image Velocimetry", *Heat and Mass Transfer*, ? ? ? ? ? ? ? (2007a).

[3] Marx D., "Simulation numérique d'un réfrigérateur thermoacoustique", *Ecole Centrale de Lyon*, (2003).

[4] Besnoin, E. and Knio, O. , "Numerical study of thermoacoustic heat exchangers", *Acta Acustica united with Acustica* 90, 432-444 (2004).

[5] Gusev V., Lotton P., Baillet H., Job S., Bruneau M., "Thermal wave harmonics generation in the hydrodynamical heat transport in thermoacoustics", *J. Acoust. Soc. Am.* 109, 84-90 (2001).

[6] Marx D., Blanc-Benon Ph., "Computation of the temperature distortion in the stack of a standing-wave thermoacoustic refrigerator", *J. Acoust. Soc. Am.* 118, 2993-2999 (2005).

[7] Gaviot E., Polet F., Raucoules F., Brachelet F., Blanc-Benon Ph., "Planar Differential Radiometers. A quantitative approach to designing enhanced units", *Meas. Sci. Tech.* 10 (2), 84-92 (1999).

[8] Yala-Aithammouda, M., "Etude et réalisation de microcapteurs de flux thermique en technologie silicium", *Université Pierre et Marie Curie*, (1987).

[9] Polet, F., "Contribution à l'application de la fluxmétrique thermique aux mesures des températures sans contacts at au contrôle des hautes températures", *Université de Lille*, (1999).

[10] Thery, P. and al, "Fluxmètre calorifique", *Brevet ANVAR*, FR 2 536 536, (1979).

[11] Berson A., "Vers la miniaturisation des réfrigérateurs thermoacoustiques : caractérisation du transport non-linéaire de chaleur et des écoulements secondaires", *Ecole Centrale de Lyon*, (2007).