

Conception et modélisation d'une micro-machine Stirling

Design and modelling of a Stirling micro-machine.

S. BEGOT^{1*}, M. Z. GETIE^{1,2}, A. DIALLO³, F. LANZETTA¹, M. BARTHES³, M. de LABACHELERIE³

¹Institut FEMTO-ST, Univ. Bourgogne Franche-Comte, CNRS, Département Energie, 2 avenue Jean Moulin – 90000 Belfort, France.

² Bahir Dar Energy Center, Bahir Dar Institute of Technology, Bahir Dar University, P.O. Box 79, Bahir Dar, Ethiopia,

³ Institut FEMTO-ST, Univ. Bourgogne Franche-Comte, CNRS, Département MN2S, 5b Avenue des Montboucons, 25000 Besançon, France.

*(auteur correspondant : sylvie.begot@univ-fcomte.fr)

Résumé - La recherche d'économies d'énergie nous conduit à étudier des solutions de production d'énergie renouvelable locale et de faible puissance. Parmi les solutions possibles, l'utilisation d'un moteur Stirling fabriqué en micro-technologie et fonctionnant en récupération de chaleur à basse température est étudiée dans cette communication. Pour cela, une adaptation des techniques et concepts utilisés pour les machines macroscopiques est nécessaire. A partir de cette étude, un concept de base de machine de type Alpha de puissance 2 mW est proposé grâce à une modélisation adiabatique du moteur.

Mots-clés : Stirling ; Microtechnologie ; Conception ; Modélisation ; Effets d'échelle.

Abstract - The search for energy savings leads us to study local and low power renewable energy production solutions. Among the possible solutions, the use of a Stirling engine manufactured in micro-technology and operating from low-temperature waste heat is studied in this communication. An adaptation of the techniques and concepts used for macroscopic machines is necessary. From this adaptation, a basic concept of an Alpha type machine is proposed. A design of a 2 mW theoretical power Stirling machine is presented thanks to an adiabatic modeling of the engine.

Keywords: Stirling; MEMS; Design; Modelling; Down-sizing effects.

Nomenclature

A	surface, m ²	η	rendement
C_p	chaleur massique, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	ψ	porosité
f_r	coefficient de frottement de Fanning	ϵ	efficacité
m	masse, kg	<i>Indices et exposants</i>	
NTU	nombre d'unités de transfert	c	compression
P	pression, Pa	e	détente
Q	chaleur, J	h	échangeur chaud
Pr	nombre de Prandtl	k	échangeur froid
Re	nombre de Reynolds	H	hydraulique
St	nombre de Stanton,	l	pertes
T	température, K	r	régénérateur
V	volume, m ³	w	paroi
\dot{W}	puissance, W	wg	mouillé

Symboles grecs

1. Introduction

La recherche d'économies d'énergie nous conduit à étudier des solutions de production d'énergie renouvelable locale et de faible puissance. En effet, les millions d'objets consommant une très faible puissance électrique contribuent significativement aux émissions de gaz à effet de serre [1]. Parmi les sources renouvelables, la récupération de chaleur fatale possède un grand potentiel. Malheureusement, la plupart des pertes de chaleur se font à basse température : un tiers de la chaleur fatale est à une température inférieure à 200 °C, et 25 %, entre 200 °C et 500 °C [2]. Peu de technologies présentent de bonnes performances technico-économiques pour la récupération de la chaleur fatale à basse température. Pour autant, les technologies à base de MEMS (Microelectromechanical Systems) sont bien adaptées à ces niveaux de températures et présentent de faibles coûts en raison de la fabrication par lots. Par conséquent, il serait intéressant d'étudier l'utilisation de machines de conversion d'énergie MEMS, par exemple pour alimenter des capteurs sans fil. Parmi les technologies utilisables, les moteurs Stirling semblent de bons candidats en raison de leur capacité à utiliser des sources de chaleur externes. La machine Stirling a été inventée par Robert Stirling en 1816 [3]. Alors que de nombreux travaux traitent des moteurs Stirling à l'échelle macroscopique [4], seuls quelques articles concernent des micro-moteurs Stirling. Le premier prototype à l'échelle d'un centimètre a été développé par Nakajima *et al.* en 1989 [5]. Il comprenait un volume balayé de $0,05 \text{ cm}^3$ et a produit une puissance de 10 mW à 10 Hz en fonctionnant entre des températures de 273 K et 373 K. En 2002, Moran a breveté un micro-refroidisseur composé d'une micro-machine Stirling [6] utilisant des membranes en silicium, actionnées électrostatiquement pour assurer le rôle des pistons. Les essais n'ont montré aucune différence notable de température entre les chambres. En 2013, Guo *et al.* [7] ont proposé une modélisation multiphysique d'un refroidisseur MEMS fonctionnant sur le cycle Stirling. Les volumes d'expansion et de compression étaient gravés dans du silicium, les pistons remplacés par des membranes actionnées électrostatiquement. En 2015, Formosa *et al.* ont proposé et modélisé une machine à membrane multiphase pour la récupération de chaleur [8, 9]. Ainsi, les machines Stirling à l'échelle macroscopique sont une technologie bien connue, mais à l'exception du moteur centimétrique conçu par Nakajima *et al.*, les machines à cycles Stirling à micro-échelle ne fonctionnent pas encore. Par conséquent, il semble approprié d'étudier les moteurs Stirling à ces dimensions réduites.

2. Caractéristiques d'une micro-machine Stirling

2.1. Généralités

La représentation du cycle de Stirling idéal (Fig. 1) comprend 4 transformations thermodynamiques [3] :

- une compression isotherme (1-2) dans laquelle la chaleur Q_c est rejetée vers le puits froid à la température T_c ,
- un chauffage isochore (2-3) où la chaleur Q_r stockée dans un échangeur de chaleur particulier appelé le régénérateur est transmise au gaz de travail,
- une détente isotherme (3-4) où la chaleur Q_e est absorbée à la source chaude à une température T_e ,
- un refroidissement isochore (4-1) où le gaz transmet la chaleur Q_r au régénérateur.

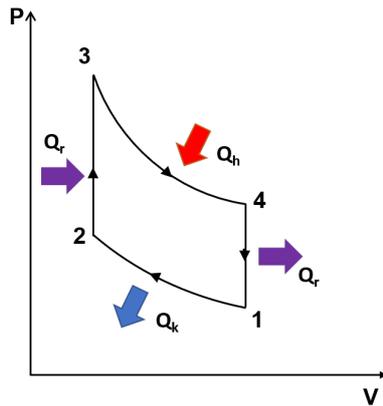


Figure 1 : Cycle de Stirling

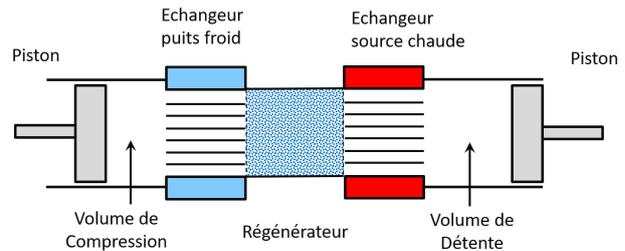


Figure 2 : Configuration Alpha

Le rendement de ce cycle est celui de Carnot. Un moteur Stirling de configuration Alpha comprend deux cylindres et deux pistons généralement montés sur le même vilebrequin. Un régénérateur relie les espaces de détente et de compression. Les mouvements des pistons permettent au gaz de suivre le cycle de Stirling [10]. Le régénérateur stocke la chaleur du fluide lors du transfert du gaz de la partie chaude vers la partie froide et la restitue dans le sens inverse. Deux échangeurs de chaleur, un à la source chaude et un au puits froid, sont également nécessaires. Une partie de la machine, non représentée sur la Fig. 2 contient l'entraînement mécanique. Le volume de cette pièce peut également être pressurisé et s'appelle l'espace de rebond.

2.2. Micro-machine étudiée

La conception d'une micro-machine Stirling doit être adaptée pour des raisons technologiques. La disposition générale de la machine, des échangeurs de chaleur et du régénérateur est présentée sur la Fig. 3a. En premier lieu, nous choisissons une configuration Alpha car la symétrie des chambres de compression et d'expansion est adaptée à la fabrication par lots. Les matériaux utilisables pour cette machine sont ceux adaptés aux salles blanches. Par conséquent, les matériaux de base choisis sont le verre et le silicium qui sont généralement disponibles sous forme de galettes [11]. En raison de sa conductivité thermique plus élevée [12], le silicium est utilisé là où un échange de chaleur est nécessaire, tandis que le verre est utilisé dans les autres cas. Deuxièmement, les pistons n'étant pas réalisables à l'échelle microscopique, la conception de la micro-machine consiste en un moteur avec des chambres de compression et détente balayées par des membranes. Ainsi, la membrane est une membrane hybride réalisée à partir d'un disque central de silicium noyé dans du silicone de type RTV (Fig. 4), la faisabilité technologique de cette membrane a été établie par les travaux de Diallo *et al.* [13, 14]. Le volume balayé par la membrane ne représente qu'une fraction du volume du cylindre. Comme dans la conception à échelle macroscopique, un volume de sécurité sépare la position du point mort haut de la membrane de la hauteur maximale de la chambre. Dans la conception à échelle macroscopique, l'échangeur de chaleur de la source chaude est soit constitué de tubes courbes au-dessus de l'espace de détente, soit constitué de conduits et d'ailettes [15]. Dans cette conception à micro-échelle, l'échangeur de chaleur chaud est constitué de conduits gravés dans la plaque fermant la chambre. Pour des raisons de symétrie, l'échangeur de chaleur côté froid est conçu de la même manière. Le matériau des échangeurs de chaleur est le silicium. Dans la conception à échelle macroscopique, le régénérateur est généralement fabriqué à partir de toiles métalliques

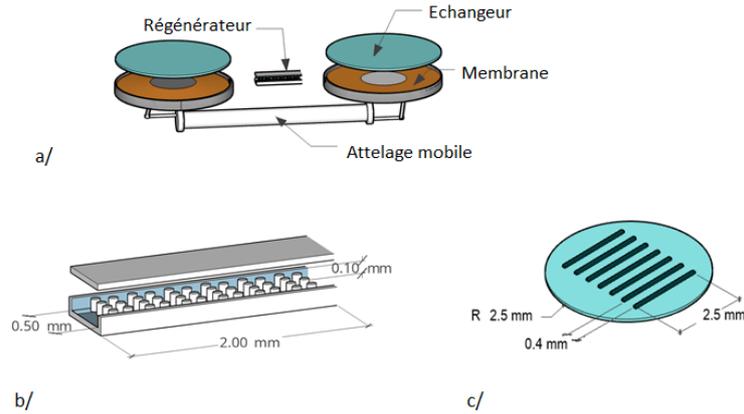


Figure 3 : Choix de conception de la micro-machine a/ Vue générale b/ Régénérateur c/ Echangeur

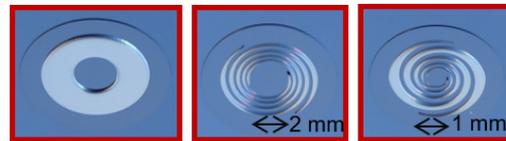


Figure 4 : Membranes [14]

tissées. Dans notre cas, ces technologies ne sont pas applicables, c'est pourquoi nous choisissons d'utiliser un ensemble de piliers pour remplir la fonction de régénération. Le silicium est choisi comme matériau pour les piliers pour favoriser le transfert de chaleur, le verre est choisi pour les parois afin de limiter le transfert de chaleur de la partie chaude de la machine vers la partie froide. La fabrication du régénérateur comprend une première étape où une galette de verre et une galette de silicium sont assemblées par collage anodique, puis les piliers sont gravés par Deep Reactive Ion Etching (DRIE). Plus de détails sur la conception, la fabrication et la modélisation CFD du régénérateur peuvent être trouvés dans les travaux de Dellali *et al.* [16, 17] (Fig. 5) où la faisabilité technologique de ce type de régénérateur a été établie. Enfin, d'un point de vue mécanique, les membranes sont liées à un axe de rotation par un attelage mobile de type bielle-manivelle. Plus d'informations sur la conception et la fabrication de la micro-machine sont également disponibles dans les travaux de A. Diallo [14].

2.3. Modélisation d'une micro-machine Stirling

Pour modéliser la micro-machine, nous utilisons un modèle adiabatique complété par des pertes. Ce modèle est celui décrit par Urieli et Berchowitz [15] et appelé modèle "simple". Toutes les étapes de calcul de ce modèle adiabatique sont décrites dans la référence citée ci-dessus. Les particularités du modèle de la micro-machine concernent essentiellement le modèle utilisé pour le régénérateur sous forme de rangées de piliers. Elles sont détaillées ci-dessous. Les pertes thermiques dues à l'efficacité du régénérateur Q_{rl} sont calculées par :

$$Q_{rl} = mC_p(1 - \epsilon)(T_c - T_e) \quad (1)$$

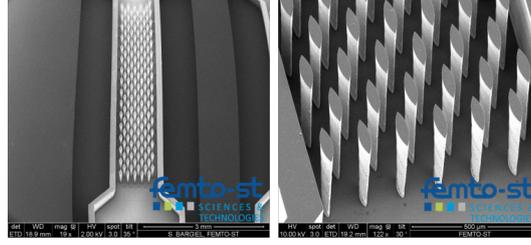


Figure 5 : Régénérateur [16]

où m désigne la masse de gaz, C_p sa chaleur spécifique et ϵ désigne l'efficacité du régénérateur. Cette efficacité est définie en utilisant le Nombre d'Unités de Transfert noté NTU [15] :

$$\epsilon = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad (2)$$

Celui-ci est relié au nombre de Stanton St par :

$$NTU = St \frac{A_{wg,r}}{2A_r} \quad (3)$$

où $A_{wg,r}$ and A_r sont la surface mouillée et la section de passage du régénérateur respectivement. Le nombre de Stanton est calculé à partir du coefficient de frottement suivant l'analogie de Reynolds :

$$St = \frac{f_r}{2RePr} \quad (4)$$

où Re , Pr , f_r sont le nombre de Reynolds, le nombre de Prandtl et le coefficient de frottement de Fanning. Le coefficient de frottement de Fanning est défini à partir des travaux expérimentaux de Vanapalli *et al.* [18] :

$$f_r = 6,745Re^{-0,82} \quad (5)$$

où Re est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique du régénérateur $d_{H,r}$ et la vitesse moyenne du gaz sur un demi-cycle. Le diamètre hydraulique du régénérateur est défini comme :

$$d_{H,r} = \frac{4\psi V_r}{A_{wg,r}} \quad (6)$$

où ψ et V_r sont la porosité et le volume du régénérateur respectivement. Les pertes par conduction dans la machine ont lieu par hypothèse seulement dans les parois du régénérateur.

3. Résultats

Un premier dimensionnement utilisant le modèle ci-dessus a permis d'obtenir une machine de puissance 2 mW en utilisant des membranes de 5 mm de diamètre qui balayent un volume de 2,75 mm³ sous une pression de 0,15 MPa et à une fréquence de 100 Hz. Les températures de source et puits sont de 473 et 288 K respectivement. Le gaz de travail utilisé est de l'air, le déphasage entre les membranes est de 90°. Les températures des volumes de compression et de détente T_c et T_e , les températures dans les échangeurs chaud et froid T_h et T_k , la température dans le régénérateur T_r et les températures de paroi des échangeurs T_{wh} , et T_{wk} sont présentées sur la figure 6. Le diagramme indicateur et les écarts de pression entre les entrées et les sorties dans les échangeurs sont présentés sur les figures 7, 8 respectivement. Nous observons des allures assez similaires à celles que l'on pourrait observer pour les machines macroscopiques.

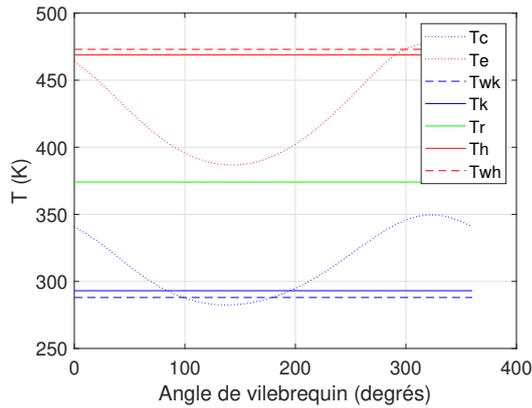


Figure 6 : Température au cours du cycle pour des températures de source et puits de 473 K et 288 K

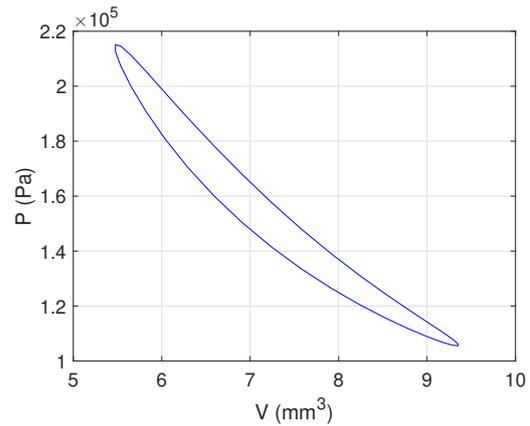


Figure 7 : Diagramme indicateur pour des températures de source et puits de 473 K et 288 K

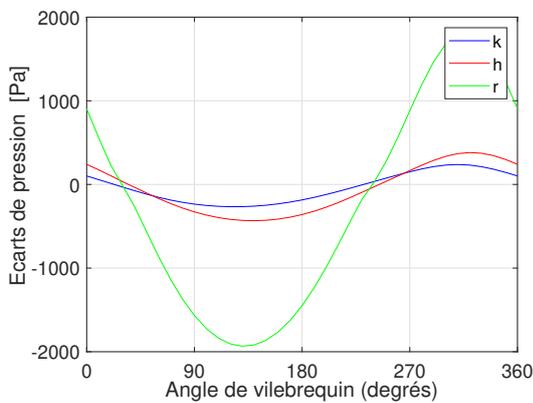


Figure 8 : Ecart de pression dans les échangeurs pour des températures de source et puits de 473 K et 288 K

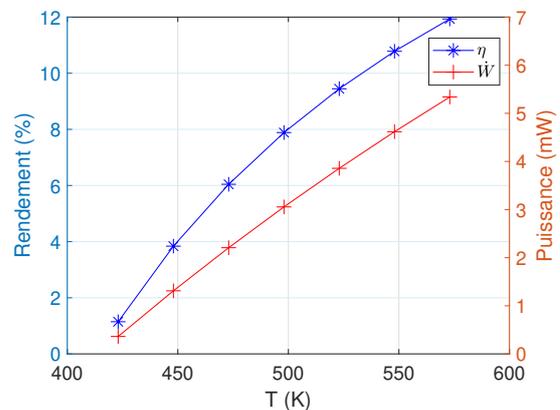


Figure 9 : Puissance et rendement en fonction de la température de la source chaude, température de puits à 288 K

Dans la suite, nous faisons varier un des paramètres opérationnels ou géométriques de la machine en maintenant les autres constants. L'augmentation de la température de source chaude permettrait d'atteindre une puissance de 5 mW, soit 250 W/m² de surface de source chaude (Fig. 9). L'étude de l'influence de la fréquence sur les performances de la machine (Figure 10) montre que la fréquence optimale est de l'ordre de 150 Hz, soit simplement 3 fois plus élevée que la fréquence de la machine RE1000 de la Nasa de puissance 1 kW [15]. Ceci est dû à l'augmentation des pertes fluidiques avec la fréquence. Ainsi la miniaturisation ne conduit pas à une hausse proportionnelle de la fréquence optimale de fonctionnement. La longueur du régénérateur a une forte influence sur les performances (Fig. 11). Les pertes par conduction et les pertes de charge augmentent avec la longueur du régénérateur. En revanche, les pertes dues à l'imperfection du régénérateur baissent avec cette longueur. Ces phénomènes conduisent à un rendement optimum pour une longueur de 3 mm et à une baisse de la puissance au-delà d'une longueur de 1 mm.

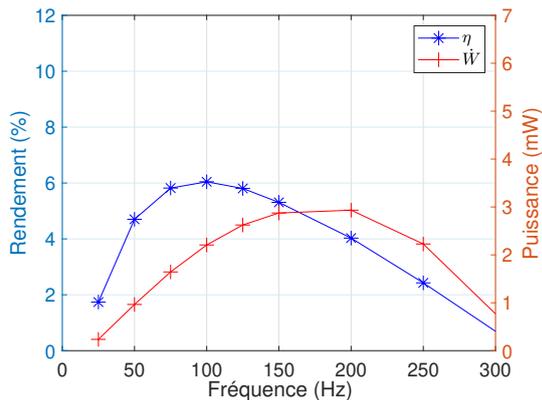


Figure 10 : Puissance et rendement en fonction de la fréquence pour des températures de source et puits de 473 K et 288 K

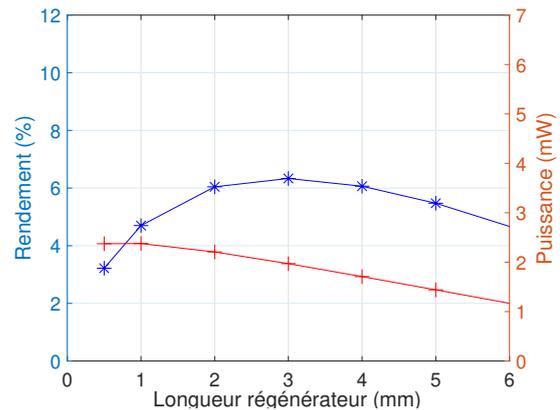


Figure 11 : Puissance et rendement en fonction de la longueur du régénérateur pour des températures de source et puits de 473 K et 288 K

4. Conclusion

Dans cet article, nous avons présenté une étude de micro-machine Stirling. Les choix technologiques ont été exposés ainsi que les différents éléments réalisés. Un modèle adiabatique avec pertes a été adapté en particulier pour le régénérateur dont la technologie est très différente de celles des machines macroscopiques. Un premier dimensionnement destiné à alimenter des objets de faible puissance a été présenté. Les performances obtenues de la machine selon la fréquence montrent que la fréquence optimale de fonctionnement est de l'ordre de 150 Hz soit une augmentation relativement faible par rapport à la fréquence optimale observée en machine macroscopique. La longueur du régénérateur a une forte influence sur les performances de la machine, en partie en raison des pertes par conduction qui sont élevées à cette échelle.

Références

- [1] G. Chen, S. Hanson, D. Blaauw, and D. Sylvester, "Circuit design advances for wireless sensing applications," *Proceedings of the IEEE*, vol. 98, no. 11, pp. 1808–1827, 2010.
- [2] M. Papapetrou, G. Kosmadakis, A. Cipollina, U. La Commare, and G. Micale, "Industrial waste heat : Estimation of the technically available resource in the eu per industrial sector, temperature level and country," *Applied Thermal Engineering*, vol. 138, pp. 207 – 216, 2018.
- [3] G. Walker, *Stirling engines*. Oxford University Press, New York, NY, 1980.
- [4] D. Thombare and S. Verma, "Technological development in the Stirling cycle engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 1, pp. 1 – 38, 2008.
- [5] N. Nakajima, K. Ogawa, and I. Fujimasa, "Study on microengines : miniaturing stirling engines for actuators," *Sensors and Actuators*, vol. 20, no. 1â2, pp. 75 – 82, 1989. A Special Issue Devoted to Micromechanics.
- [6] M. Moran, "Micro-scalable thermal control device," May 14 2002. US Patent 6,385,973.

- [7] D. Guo, A. J. McGaughey, J. Gao, G. K. Fedder, M. Lee, and S.-C. Yao, “Multiphysics modeling of a micro-scale stirling refrigeration system,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 74, pp. 44 – 52, 2013.
- [8] F. Formosa and L. Fréchet, “Multi-physics modelling approach for oscillatory microengines : application for a microstirling generator design,” in *Journal of Physics : Conference Series*, vol. 660, p. 012071, IOP Publishing, 2015.
- [9] T. Avetissian, É. Leveillé, M.-A. Hachey, F. Formosa, and L. Fréchet, “Mistic-micro stirling heat engines for thermal energy harvesting,” in *Journal of Physics : Conference Series*, vol. 1407, p. 012041, IOP Publishing, 2019.
- [10] M. Z. Getie, F. Lanzetta, S. Bégot, B. T. Admassu, and A. A. Hassen, “Reversed regenerative stirling cycle machine for refrigeration application : a review,” *International Journal of Refrigeration*, 2020.
- [11] M. J. Madou, *Fundamentals of microfabrication : the science of miniaturization*. CRC press, 2002.
- [12] P. Leturcq, J.-M. Dorkel, A. Napieralski, and E. Lachiver, “A new approach to thermal analysis of power devices,” *IEEE Transactions on Electron Devices*, vol. 34, no. 5, pp. 1147–1156, 1987.
- [13] A. Diallo, R. Chutani, M. Barthès, S. Bégot, S. Khadraoui, M. D. Labachelerie, and F. Lanzetta, “Study of dynamic response of silicone elastomer microfabricated hybrid membranes versus temperatures and aging time,” *Journal of Physics : Conference Series*, vol. 1052, no. 1, p. 012036, 2018.
- [14] A. Diallo, *Contribution to the design and construction of a thermal micromachine with Stirling cycle*. PhD thesis, Bourgogne Franche-Comté, 2019.
- [15] I. Urieli and D. M. Berchowitz, *Stirling cycle engine analysis*. Bristol : Adam Hilger, 1984.
- [16] E. Dellali, S. Bégot, F. Lanzetta, E. Gavignet, R. Chutani, and J. Rauch, “Design, fabrication and CFD modeling of a Stirling engine microregenerator,” in *17th International Stirling Engine Conference and Exhibition, 24th-26th August, Northumbria University, Newcastle upon Tyne, UK*, pp. 190 – 200, 2016.
- [17] E. Dellali, S. Bégot, F. Lanzetta, E. Gavignet, and J. Rauch, “Pressure drop analysis of oscillating flows through a miniature porous regenerator under isothermal and nonisothermal conditions,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 103, pp. 394–405, 2019.
- [18] S. Vanapalli, H. Brake, H. Jansen, J. Burger, H. Holland, T. Veenstra, and M. Elwenspoek, “Pressure drop of laminar gas flows in a microchannel containing various pillar matrices,” *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 17, no. 7, p. 1381, 2007.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l’EIPHI GraduateSchool (contrat ANR-17-EURE-0002) et la Région Bourgogne-Franche-Comté.