

Températures instantanées dans le cylindre de compression d'un moteur Ericsson

Oussema BEN SASSI¹, Manuel Alejandro FULA ROJAS^{1,2}, Fabio Emiro SIERRA VARGAS², Pascal STOUFFS^{1*}

¹Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés
Rue Jules Ferry, BP 7511, 64 075 Pau Cedex

²Lab. Energia Renovable y Plantas Térmicas, Universidad Nacional de Colombia, Carrera 30 No 45-03 Ed. 411, Bogota DC Colombia

* (auteur correspondant : pascal.stouffs@univ-pau.fr)

Résumé - Le cylindre de compression d'un moteur Ericsson (moteur alternatif à cycle de Joule), dont les parois sont refroidies par une circulation d'eau, a été instrumenté avec un capteur de pression instantanée et deux paires de micro-thermocouples de 12,5 μm et de 25 μm . Différents résultats de mesure sont présentés pour plusieurs vitesses de rotation et températures de parois du cylindre. Ces résultats sont confrontés aux évolutions issues de simulations basées sur différentes corrélations de coefficients de transfert. Malgré différentes difficultés expérimentales, les résultats obtenus ont permis d'obtenir des informations intéressantes.

1. Introduction

1.1. Les moteurs Ericsson

Les 'moteurs à air chaud' [1] sont définis comme des moteurs alternatifs à apport de chaleur externe, à cylindres de compression et de détente distincts, avec ou sans échangeur récupérateur ou régénérateur, et à fluide de travail monophasique gazeux. Les moteurs à air chaud ont connu un important succès commercial durant le XIX^e siècle [2], mais sont tombés en désuétude au début du XX^e siècle et ont été remplacés par des moteurs à combustion interne ou des moteurs électriques. La famille des moteurs à air chaud est divisée en deux sous-groupes : les moteurs Stirling, inventés en 1816, n'ont ni soupapes ni clapets, alors que les moteurs Ericsson, inventés en 1833, possèdent des organes d'isolement autour des cylindres, ce qui s'avère avantageux dans certaines applications [3]. Le moteur Ericsson peut être conçu en cycle fermé, pressurisé ou non, ou en cycle ouvert. Dans ce dernier cas, il est donc semblable, dans son principe, à une turbine à gaz dont on aurait remplacé le turbocompresseur par un compresseur à piston, et la turbine par une machine de détente alternative piston/cylindre.

1.2. Le prototype

Un premier prototype de moteur Ericsson, basé sur un cycle de Joule à récupération et utilisant de l'air en cycle ouvert (Fig. 1), a été conçu et réalisé (Fig. 2). Les performances du cylindre de détente de ce prototype ont été mesurées [4]. Lors de la conception de ce moteur, le choix a été fait d'un cylindre unique pour la compression et la détente. La face supérieure du piston à double effet délimite l'espace de détente (E), alors que la face inférieure délimite l'espace de compression (C) (Fig. 3). Cette configuration maximise le rendement mécanique du moteur, la puissance transmise à l'embellage étant la puissance mécanique nette, c'est-à-dire la puissance produite par le cylindre de détente réduite de la puissance consommée par la compression.

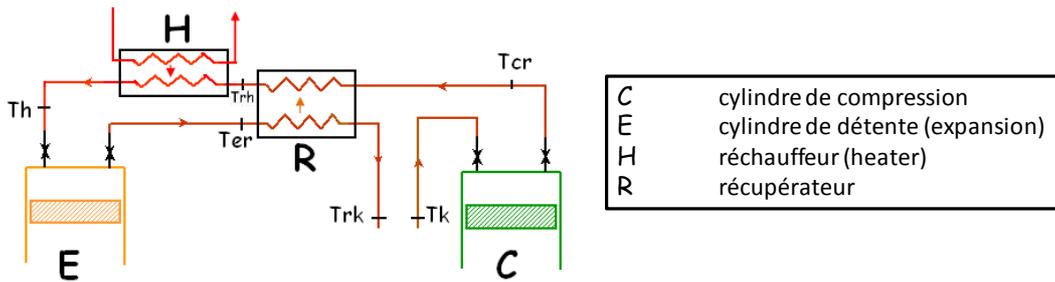


Figure 1 : Configuration du moteur Ericsson en cycle de Joule, ouvert, à récupération

Du fait que la cylindrée de l'espace de compression doit être plus faible que celle du cylindre de détente, cette disposition nécessite une tige de piston de diamètre important dans l'espace de compression (Fig. 3). En outre, le choix a été fait d'avoir une course importante, celle-ci étant égale à 122 mm alors que l'alésage du cylindre est de 80 mm. Pour des raisons de tenue de la segmentation, à la fois la partie inférieure de la chemise du cylindre, la tige du piston ainsi que la face inférieure du piston sont refroidies par une circulation d'eau. L'espace annulaire de compression est donc un espace qui a un rapport surface/volume de cylindrée important, et dont les parois peuvent être maintenues à basse température.



Figure 2 : Prototype de moteur Ericsson

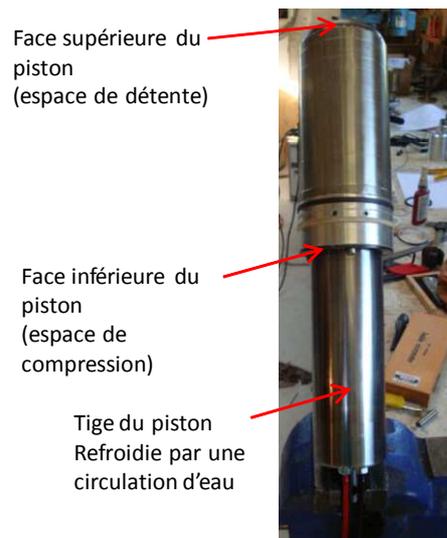


Figure 3 : Le piston double effet

1.3. Les transferts thermiques dans les cylindres

L'influence des transferts thermiques aux parois des cylindres de détente et de compression d'un moteur Ericsson a été étudiée par une approche théorique [5], en considérant 3 corrélations différentes pour les coefficients de transfert, les corrélations de Hohenberg [6], d'Eichelberg [7] et de Woschni [8]. Il en est ressorti que les transferts thermiques aux parois peuvent modifier significativement les températures aux bornes de l'échangeur récupérateur, mais qu'ils affectent très peu le débit, la pression à l'entrée du cylindre de détente, la puissance nette et le rendement du moteur [5]. L'étude a ensuite été étendue [9] aux corrélations de Disconzi [10] et à l'approche par nombre de Nusselt complexe proposée par Kornhauser [11]. Le présent travail vise à quantifier expérimentalement l'importance des transferts thermiques dans le cylindre par des mesures de la température instantanée au cours du cycle et à comparer les résultats obtenus avec ceux issus des modèles théoriques.

2. Les micro-thermocouples

La mesure de température instantanée par micro-thermocouples dans un cylindre de compression est particulièrement délicate, mais cette méthode reste néanmoins la plus appropriée à l'heure actuelle. Les méthodes de compensation de température effectuées sur des premières mesures effectuées avec un seul micro-thermocouple de type K de 25 μm n'ont pas donné de résultats exploitables. Dès lors, deux paires de micro-thermocouples de 12,5 μm et de 25 μm ont été installées dans le cylindre de compression, dans des positions diamétralement opposées de la chambre annulaire de compression, l'une, dite « vis », près du clapet d'aspiration, l'autre, dite « culasse », près du clapet de refoulement. L'objectif est de pouvoir remonter à la température instantanée par une méthode de compensation basée sur les mesures de deux thermocouples de diamètres différents positionnés de façon suffisamment proche pour qu'on puisse considérer qu'ils sont soumis à la même température instantanée [12-13].

Pour permettre leur insertion dans le cylindre de compression du prototype tout en assurant l'étanchéité de ce dernier, les micro-thermocouples sont montés sur un support dont des exemples sont présentés à la figure 4. Dans un premier temps, nous avons nous-mêmes soudés les micro-thermocouples utilisés grâce à une technologie et un "know how" apportés par le Professeur François Lanzetta de l'Université de Franche-Comté à Belfort. Cependant, les délicates soudures superficielles -sans apport de matière- entre les fils de Chromel et d'Alumel, n'ont pas résisté aux vibrations du moteur, ni surtout à la force de traînée du fluide de travail qui s'exerce de façon alternée à chaque ouverture des clapets. Dès lors, de nouvelles sondes ont été confectionnées avec des micro-thermocouples de la société OMEGA, qui propose commercialement des jonctions de Type K construites avec des fils de diamètre 25 μm et de 12,5 μm . Cependant, leur technique de soudure fait appel à de l'apport de matière ce qui permet de gagner en solidité, au détriment du temps de réponse. On a pu constater que la soudure d'un micro-thermocouple de 12,5 μm vendu par OMEGA a une réponse semblable à celle d'un micro-thermocouple de 25 μm confectionné sans apport de matière. La figure 5 présente des photos d'un même capteur réalisé avec des micro-thermocouples vendus par OMEGA. Ces photos sont prises avec un microscope électronique avec un agrandissement de 40x. La première photo a été prise avec mise au point sur la soudure faite sur les fils de 25 μm du capteur, alors que la seconde photo est focalisée sur la soudure sur les fils de 12,5 μm .

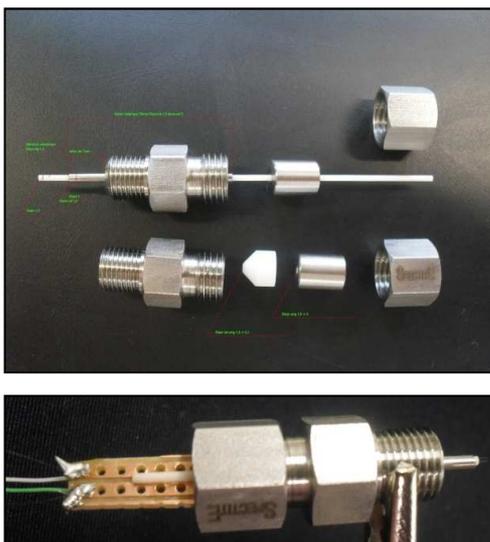


Figure 4 : Capteur à micro-thermocouples : composants et capteur assemblé avant insertion

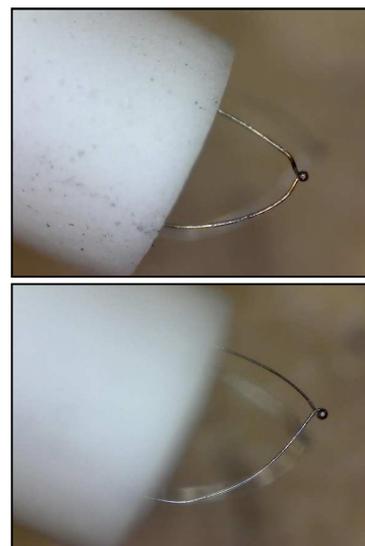


Figure 5 : Jonctions des fils de 25 μm (haut) et de 12,5 μm (bas) d'un capteur de température

Un grand soin a été apporté à la calibration des micro-thermocouples et de leurs conditionneurs. Ces derniers ont été développés en interne à l'UPPA pour avoir un temps de réponse suffisamment court pour notre application. La plage d'erreur a pu être estimée à $\pm 1^\circ\text{C}$. Pour des raisons de fragilité des sondes réalisées, la calibration n'a pu se faire qu'en régime statique.

3. Résultats expérimentaux

3.1. Mesures à 600 t/min, avec température de paroi à 15°C

Tous les résultats expérimentaux présentés ici sont obtenus par moyenne de phase sur 100 cycles successifs. Les mesures montrent que les dispersions d'un cycle à l'autre sont très faibles. Les courbes en pointillés bleus des figures 6 et 7 présentent les résultats de la mesure de la pression instantanée dans le cylindre de compression à 600 tr/min, avec une circulation d'eau à 15°C dans les parois du cylindre et du piston. Les mesures de pression donnent des résultats cohérents : on identifie parfaitement la première phase de détente de l'air résiduel emprisonné dans le volume mort, ensuite la phase d'aspiration à pression quasiment constante, puis la phase de compression, puis l'ouverture du clapet de refoulement, et le brusque rééquilibrage de pression avec le plénum de refoulement qui en résulte et enfin le refoulement à pression quasiment constante. Les effets acoustiques sont aussi clairement visibles lors de la phase de refoulement, et dans une moindre mesure au moment de la fermeture de la soupape d'aspiration.

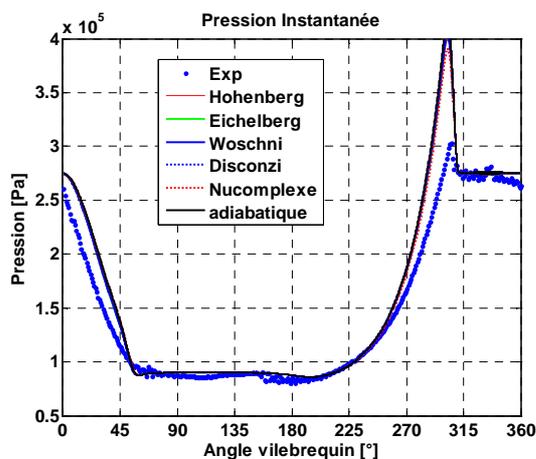


Figure 6 : Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15^\circ\text{C}$. Pressions instantanées théoriques et expérimentale.

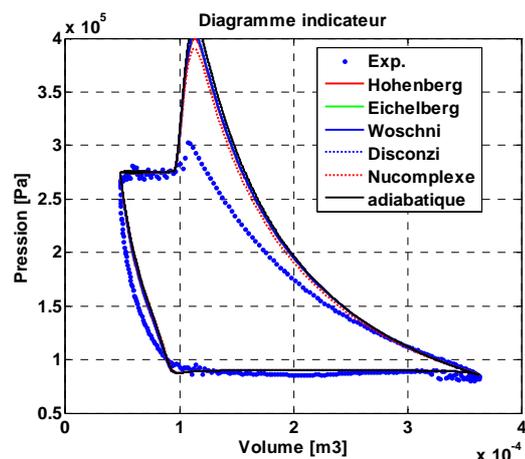


Figure 7 : Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15^\circ\text{C}$. Diagrammes indicateurs théoriques et expérimental.

Sur les figures 6 et 7, on a superposé, sur la pression instantanée expérimentale, les différentes courbes de pression instantanées théoriques obtenues à partir des modèles de transferts thermiques de Hohenberg, Eichelberg, Woschni, Disconzi, et Kornhauser (Nusselt complexe). On constate d'une part que tous les modèles donnent des allures très semblables pour la pression. On constate également qu'aussi bien pendant la phase de compression que pendant la phase de détente, tous les résultats de calculs prédisent des valeurs de la pression plus importantes que les valeurs mesurées. Ceci nous amène à penser que lorsque les deux clapets du cylindre de compression sont fermés, le cylindre pourrait ne pas être totalement étanche, des fuites pouvant exister soit au niveau des clapets, soit au niveau de la segmentation. La configuration particulière du cylindre de compression fait qu'il est muni de deux segments de grands diamètres : un segment sur la tige de piston, séparant l'enceinte de

compression de l'environnement extérieur, et un segment sur le piston lui-même, séparant l'enceinte de compression de celle de détente.

La figure 8 présente les mesures de températures instantanées acquises par les 4 micro-thermocouples. Les courbes rouges et bleues sont relatives aux micro-thermocouples « culasse », côté refoulement, tandis que les courbes verte et bleu ciel sont relatives aux micro-thermocouples « vis », côté aspiration.

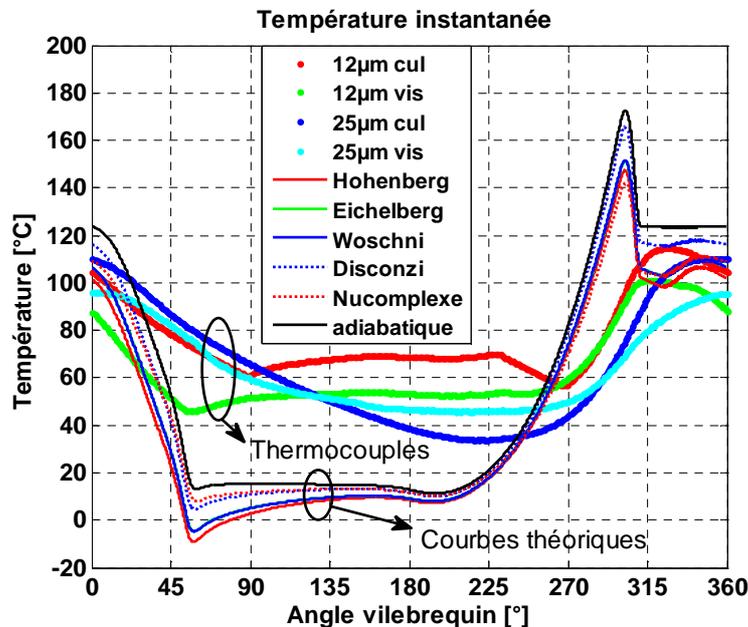


Figure 8 : Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Températures instantanées théoriques et expérimentales

Sans surprise, les micro-thermocouples côté aspiration mesurent généralement un niveau de température globalement plus bas que les micro-thermocouples côté refoulement. Néanmoins, les évolutions des mesures de température semblent difficiles à interpréter, en particulier, lorsqu'on considère les 2 micro-thermocouples relatifs à une même position de mesure. Ainsi, les micro-thermocouples « culasse » ont des évolutions qui sont contradictoires pendant certaines phases : lors de l'aspiration par exemple, on voit la température mesurée par le micro-thermocouple qui a la plus grande inertie thermique continuer à chuter fortement, alors que la température mesurée par le micro-thermocouples le plus rapide est quasiment constante. Les techniques de compensation usuelles ne permettent pas d'expliquer ces phénomènes et de remonter à une éventuelle valeur « physique » de la température locale de l'air. Ces évolutions particulières des températures mesurées pourraient être dues à la nature des soudures réalisées sur les micro-thermocouples, avec probable apport de matière. De même, il est étonnant de constater qu'on peut relever jusqu'à plusieurs dizaines de degrés d'écart entre les mesures des micro-thermocouples situés à proximité immédiate l'un de l'autre (« vis » ou « culasse »). Du fait de la nature très particulière de la localisation des mesures, à proximité immédiate de parois non thermostatées et à proximité des clapets auprès desquels il y a des phénomènes aérauliques particuliers, il semble difficile de remonter à une température instantanée moyenne de l'air dans le cylindre à partir de ces résultats de mesure.

Les valeurs des températures instantanées théoriques sont également représentées sur la figure 8. On constate que même si les allures théoriques ont un semblant de similarité avec certaines des allures expérimentales, les différences sont importantes. Les amplitudes des évolutions théoriques sont bien supérieures, entre autres parce que les amplitudes des

variations de pression théoriques sont bien supérieures également. Les évolutions théoriques sont très semblables entre elles, quelles que soient les corrélations de transfert utilisées.

3.2. Influence de la vitesse de rotation

La figure 9 présente l'évolution des températures expérimentales pour une vitesse de rotation de 500 tr/min, tandis que la figure 10 présente ces mêmes évolutions mesurées pour une vitesse de rotation de 350 tr/min.

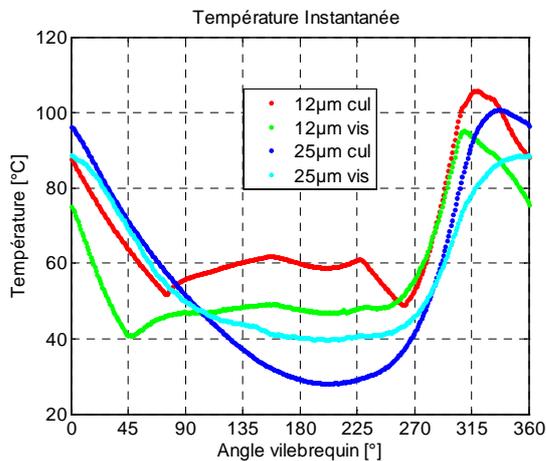


Figure 9 : Essai compresseur à 500 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Températures instantanées.

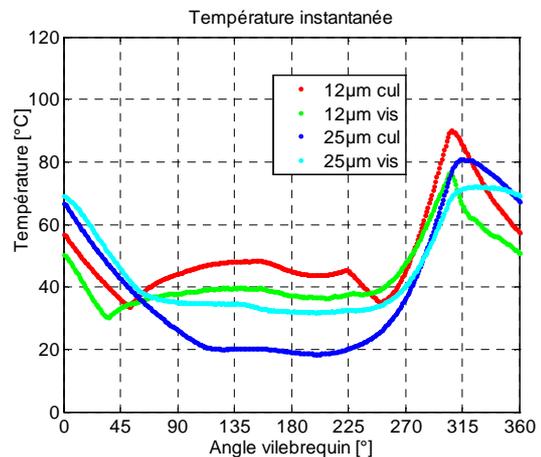


Figure 10 : Essai compresseur à 350 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Températures instantanées.

En comparant les figures 8, 9 et 10, on constate clairement que les allures des évolutions des températures instantanées sont assez similaires, mais que les valeurs absolues de ces températures diminuent fortement lorsque la vitesse de rotation diminue. Trois explications peuvent être avancées pour cette observation : la première est que la pression maximum dans le cylindre diminue du fait des fuites lorsque la vitesse de rotation diminue, comme le montrent les mesures de pression instantanée ; il est donc logique que la température diminue. La seconde raison est que les résultats théoriques [9] prédisent que la température dans le cylindre diminue lorsque la vitesse de rotation diminue. La troisième explication, probablement prépondérante, est que les températures des parois locales autour des points de mesure sont d'autant plus importantes que la vitesse de rotation est élevée, du fait des frottements mécaniques. En effet, les parois ne sont pas refroidies autour des volumes morts, à proximité immédiate des points de mesure. Seules la chemise et la tige du piston sont refroidies par une circulation d'eau.

3.3. Influence de la température de paroi

Les résultats expérimentaux montrent que l'influence de la température des parois sur la pression instantanée est assez peu perceptible. Par contre, elle est clairement visible sur les valeurs des températures instantanées, qui sont plus faibles quand la température de paroi est plus faible.

La figure 11 présente l'évolution des températures instantanées mesurées pour une vitesse de rotation de 450 tr/min et une température de paroi de 10 °C. L'allure particulière de la mesure donnée par le thermocouple de 12 µm « vis », et les valeurs assez élevées de température qu'il indique, n'ont pas pu être expliquées. La figure 12 présente l'évolution des températures instantanées mesurées pour une vitesse de rotation de 450 tr/min et une température de paroi de 43 °C.

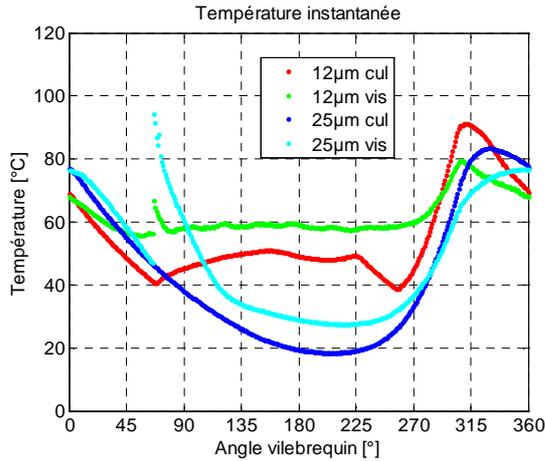


Figure 11 : Essai compresseur à 450 tr/min, $T_{\text{paroi}}=10\text{ °C}$. Températures instantanées.

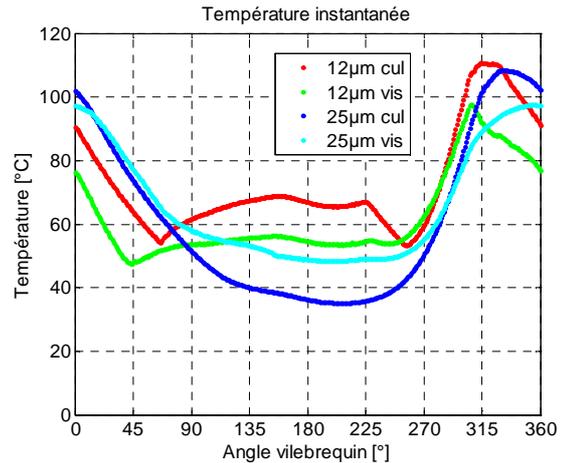


Figure 12 : Essai compresseur à 450 tr/min, $T_{\text{paroi}}=43\text{ °C}$. Températures instantanées.

Les mesures de température donnent des résultats significativement différents en fonction de la température de paroi. Les micro-thermocouples de 25 μm qui descendaient jusqu'à des valeurs inférieures à 30 °C ou 20 °C selon leur position, pour le cas de la paroi à 10 °C, ne s'éloignent que de quelques degrés au dessus et au dessous de 40 °C pour le cas de la paroi chauffée. Cela montre donc une influence non négligeable de la température de paroi sur le niveau de la température locale pour les deux emplacements.

Ainsi, priori même si la vitesse de rotation n'est pas des plus réduites, le fait de refroidir la paroi, arrive à refroidir l'air pendant la phase d'admission particulièrement, mais aussi au cours de tout le cycle de compression. Les évolutions des micro-thermocouples de 12 μm sont également sensibles à la température de paroi. Celui placé près du refoulement donne une température moyenne plus élevée d'environ 15 °C pendant tout le cycle lorsque la température de paroi passe de 10 °C à 43 °C. Pour l'ensemble des mesures de température, l'augmentation de la température mesurée à la fin de la phase de compression est manifeste. Il est cependant paradoxal d'observer que, comme pour toutes les autres mesures effectuées, pendant la phase d'admission, pour les deux températures de paroi, les micro-thermocouples les plus fins enregistrent des profils convexes tandis que les plus gros donnent une allure concave, probablement toujours du fait de la nature particulière des soudures de ces micro-thermocouples.

4. Conclusion

Des mesures de température instantanée ont été réalisées dans l'espace annulaire de compression d'un prototype de moteur Ericsson. Deux capteurs constitués chacun d'une paire de micro-thermocouples commerciaux de 12,5 μm et de 25 μm ont été implantés dans des positions diamétralement opposées du cylindre, l'un près du clapet d'admission, l'autre, près du clapet de refoulement.

Du fait des inétanchéités suspectées du cylindre de compression d'une part, des inhomogénéités des températures de l'ensemble des parois du compresseur d'autre part, mais aussi des localisations inappropriées des sondes de température et de la nature des soudures réalisées par le constructeur sur les micro-thermocouples fournis, il ne s'est pas avéré possible de tirer des informations précises sur une température instantanée globale de l'air dans le cylindre qui permettraient de déterminer laquelle des corrélations de transfert décrirait le mieux les phénomènes de transfert thermique dans le cylindre.

Malgré cette situation, les essais effectués avec différentes températures de paroi génèrent des effets qui vont dans le même sens sur les températures mesurées par les micro-thermocouples. Le refroidissement ou le chauffage de la chemise et de la tige du compresseur influence de façon évidente la température du gaz à l'intérieur du compresseur.

Références

- [1] Th. Finkelstein, A.J. Organ, *Air engines*, Professional Eng. Publishing Ltd, London (2001).
- [2] I. Kolin, *Stirling motor*, Zagreb Univ. Publications Ltd, Zagreb (1991).
- [3] P. Stouffs, Le moteur Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter ?, *Entropie*, 241 (2002), 26-32.
- [4] A. Touré, Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération, *Thèse de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour*, ED211, décembre 2010.
- [5] A. Fula Rojas, F. Sierra Vargas, P. Stouffs, Etude théorique de l'influence des transferts thermiques au travers des parois des cylindres d'un moteur ERICSSON, *Actes du Colloque SFT 2012* (Bordeaux, 29 mai – 1er juin 2012).
- [6] G. F. Hohenberg, Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, *SAE Paper no. 790825*, (1979).
- [7] G. Eichelberg, Some new investigations on old combustion engine problems, *Engineering*, 148 (1939), 463-446 et 547-560.
- [8] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Paper no. 670931* (1967).
- [9] M. A. Fula Rojas, Modélisation thermique, thermodynamique et expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule, *Thèse de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour*, ED211, décembre 2015.
- [10] F. P. Disconzi, E. L.L. Pereira, C. J. Deschamps, Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors, *International Compressor Engineering Conference*, Paper 2209 (Purdue, July 16-19, 2012), 1342-1–1342-10.
- [11] A. A. Kornhauser, J. J. L. Smith, The Effects of Heat Transfer on Gas Spring Performance, *J. Energy Resour. Technol.*, 115-1 (1993), 70-75.
- [12] F. Lanzetta, E. Gavignet, S. Amrane, P. Baucour, Microthermocouples sensors for velocity and temperature measurements in gas flow, *Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA2012-82817* (July 2-4, 2012, Nantes, France), 231-240.
- [13] S. Kobayashi, Y. Moriyoshi, Y. Enomoto, Development of local gas temperature measurement technique inside a combustion chamber using two-wire thermocouple, *Journal of Thermal Science and Technology*, 3-3 (2008), 486-498.