

# Caractérisation expérimentale d'un régénérateur en fonctionnement dynamique.

Mohamed S. KAHALERAS, François LANZETTA\*, Guillaume LAYES, Philippe NIKA

Institut FEMTO-ST, UMR 7174

Département ENERGIE

Université de Franche-Comté/CNRS/ENSMM/UTBM

Parc technologique – 2 avenue Jean Moulin – 90000 Belfort

\* (auteur correspondant : [francois.lanzetta@univ-fcomte.fr](mailto:francois.lanzetta@univ-fcomte.fr))

**Résumé** - Cet article présente un travail expérimental visant à caractériser le fonctionnement dynamique d'un régénérateur métallique traversé par de l'air en écoulement alterné. Les mesures dynamiques et instationnaires concernent la pression, la vitesse et la température du gaz aux extrémités et à l'intérieur des canaux du régénérateur. Le régénérateur est testé en conditions thermiques isotherme et sous gradient axial de température. Une expression semi-empirique du coefficient de perte de charge est établie.

## Nomenclature

		<i>Symboles grecs</i>	
$a, b, c$	constantes numériques	$\Delta$	différence
$C_f$	coefficient de frottement	$\lambda$	conductivité thermique, $Wm^{-1}K^{-1}$
$C_f'$	coefficient de perte de charge linéaire	$\varepsilon$	porosité
$d_h$	diamètre hydraulique, $m$	$\nu$	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
$d$	plus petit ratio des côtés d'un rectangle	$\omega$	pulsation, $rad.s^{-1}$
$D$	diamètre, $m$	$\tau$	constante de temps régénérateur, $s$
$f, f_c$	fréquence et fréquence de coupure, $Hz$	$\mu$	viscosité dynamique, $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
$K$	constante	$\phi$	angle de rotation, $^\circ$
$L$	longueur, $m$	$\rho$	masse volumique, $kg\ m^{-3}$
$Q_m$	débit massique, $kg\ s^{-1}$		
$P$	pression, $Pa$		
$Q_v$	Débit volumique, $m^3.s^{-1}$		
$Re$	nombre de Reynolds		
$S$	section de passage, $m^2$		
$T$	température, $K$		
$t$	coordonnée temporelle, $s$		
$u, U$	vitesse locale, débitante, $m\ s^{-1}$		
			<i>Indices et exposants</i>
		$a$	amplitude
		$ext$	extérieur
		$max$	valeur maximale
		$moy$	valeur moyenne
		$tot$	total(e)
		$\omega$	alterné

## 1. Introduction

Un régénérateur est un échangeur thermique constitué d'un matériau poreux traversé par un écoulement de fluide alterné. Son rôle est primordial dans le fonctionnement des machines Stirling motrices et réceptrices [1-3]. Au cours du cycle thermodynamique moteur par exemple, lors de la phase d'échauffement isochore, le gaz reçoit de la chaleur en provenance de la matrice solide du régénérateur et lors de la phase de refroidissement isochore, il fournit de la chaleur à la matrice solide. En régime dynamique, un régénérateur doit donc accumuler de la chaleur rapidement lorsqu'il est traversé dans un sens par un gaz chaud (qui se refroidit) et la restituer lors du passage de gaz froid (qui se réchauffe) dans l'autre sens. Le régénérateur doit donc posséder des propriétés thermophysiques et géométriques favorisant l'échange thermique rapide entre le matériau solide et le gaz : grande capacité thermique, conductivité thermique et surface d'échange, faibles pertes de charge, forte porosité. Certaines

caractéristiques étant contradictoires (faibles pertes de charge et grande surface d'échange par exemple) la difficulté est de dimensionner un régénérateur pour différentes conditions d'écoulement alterné. Un moteur Stirling sans régénérateur devrait absorber jusqu'à cinq fois plus de chaleur au niveau de l'échangeur chaud pour obtenir les mêmes performances qu'un moteur possédant un régénérateur [2]. Dans les machines de Stirling, le régénérateur est donc un élément très important.

Nous présentons un travail expérimental visant à caractériser le fonctionnement dynamique d'un régénérateur traversé par de l'air en écoulement alterné et soumis à différentes conditions de température entre ses deux extrémités. Nous comparerons les résultats à ceux correspondant à un régime d'écoulement permanent et nous établirons une expression du coefficient de perte de charge.

## 2. Coefficient de frottement en écoulement alterné

La vitesse d'un écoulement alterné présente une valeur nulle à chaque demi-période. Entre ces deux valeurs, elle augmente, atteint un maximum et diminue [4,5]. Ceci a pour effet de voir le coefficient de frottement passer par deux valeurs théoriques infinies (à vitesses nulles) et une valeur particulière (à vitesse maximale) dépendant de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent) et de la géométrie du régénérateur. Dans ces conditions, le coefficient de frottement ne peut être caractérisé par des équations compatibles avec des conditions d'écoulement permanent.

Le critère de similitude associé aux forces de viscosité est le coefficient de frottement  $C_f$ . Dans les écoulements internes permanents, il est construit avec une vitesse de référence qui est la vitesse débitante  $U$  et la contrainte pariétale moyenne  $\tau_p$  :

$$C_f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (1)$$

Le coefficient de perte de charge en ligne  $C_f'$  et le coefficient de frottement  $C_f$  sont liés par la relation suivante :

$$C_f' = 4C_f \quad (2)$$

Le coefficient  $C_f'$  ne présente pas un intérêt particulier car il fait double emploi avec le coefficient de frottement  $C_f$ , cependant il est répandu dans la littérature (anglo-saxonne notamment) et nous le conserverons. Pour un écoulement permanent, la perte de charge linéaire s'exprime alors par :

$$\frac{\Delta P}{L} = C_f' \frac{\rho U^2}{2} \frac{1}{d_h} = 2 \frac{\mu}{\rho} \frac{C_f}{d_h^2} \frac{Re}{S} Q_m \quad (3)$$

En écoulement alterné, la relation (3) n'est plus valable. En effet, les grandeurs telles que la pression, la vitesse, le débit, la température du fluide sont sujettes à des différences de phases (voir §4) dans les évolutions temporelles, ce qui n'est pas le cas pour les écoulements permanents.

Différents travaux expérimentaux et numériques [6-10] ont montré que le coefficient de perte de charge peut être mis sous l'expression générale (Tableau 1) :

$$C_f' = \frac{a}{Re} + b Re^c \quad (4)$$

Le nombre de Reynolds  $Re = Ud_h/\nu$  est basé sur la valeur maximale de la vitesse dans le canal.

Écoulement	Géométrie des canaux	$a$	$b$	$c$	Milieu	Commentaire
Oscillant	Tissus	129	2.91	-0.103	Poreux	
	Fibres aléatoires	192	4.53	-0.067		
	Empilements de sphères	$79\varepsilon^{-0.6}$	$1.1\varepsilon^{-0.6}$	0		
	Sections rectangulaires	$64b'$	0	0		$Re_\omega \leq 277.6$
		$64b' \left( \frac{Re}{277.6} \right)^{0.5}$ $b' = 1.47 - 1.48d + 0.92d^2$ $d$ est le plus petit ratio des côtés du rectangle	0	0		$Re_\omega > 277.6$
	Sections circulaires	64				Écoulement laminaire
Permanent $Re = \frac{Ud_h}{\nu}$	Sections circulaires	64	0	0	Non poreux	Écoulement laminaire développé
	Plaques planes	96	0	0		
	Sections carrées	57	0	0		

Tableau 1 : Relations concernant le coefficient de perte de charge  $C_f'$  [6-10].

Le nombre de Reynolds en écoulement alterné  $Re_\omega$  est défini par :

$$Re_\omega = \frac{\omega d_h^2}{\nu} \quad (5)$$

### 3. Dispositif expérimental

L'écoulement alterné (fréquence maximale de 50 Hz) est généré par un vérin pneumatique actionné par un système mécanique de type bielle-manivelle piloté par un moteur électrique à vitesse variable (Figure 1). La course balayée par le piston est variable également.

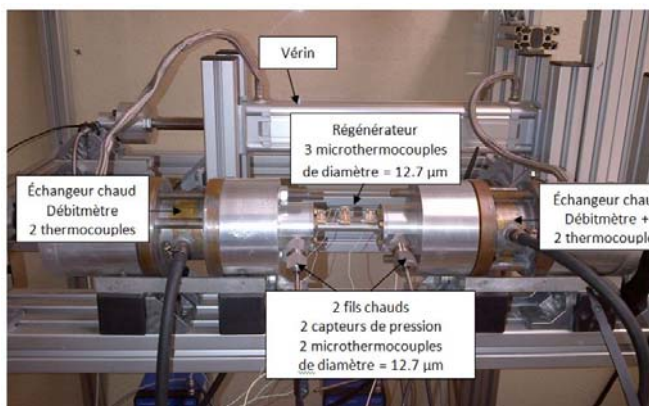


Figure 1 : Banc d'essais

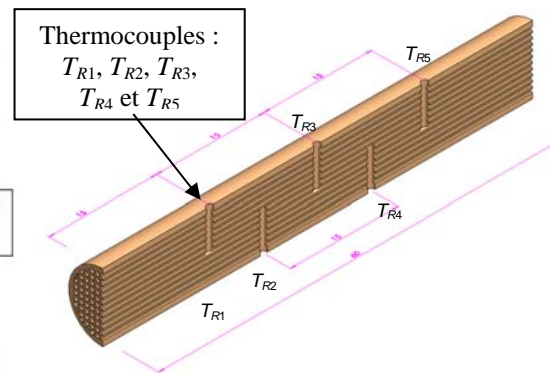


Figure 2 : Coupe transversale d'un régénérateur avec implantation des microthermocouples ( $L_{tot} = 80$  mm,  $D_{ext} = 9.5$  mm)

Le régénérateur est constitué d'une matrice poreuse en acier inoxydable 316L d'une longueur totale  $L_{tot} = 80$  mm et d'un diamètre extérieur  $D_{ext} = 9.5$  mm construite sur la base de canaux rectilignes, de sections carrées, de diamètres hydrauliques  $d_h = 0.5$  mm (Figure 2). Cette matrice présente un faible taux de porosité  $\varepsilon = 35$  %. Le régénérateur a été réalisé à

partir d'une technique de prototypage rapide utilisant la fusion laser de poudre métallique. La méthode consiste dans un premier temps à déposer une couche de poudre métallique d'épaisseur 45  $\mu\text{m}$ . Dans un second temps, un laser piloté fusionne la poudre selon un plan réalisé sur un logiciel de CAO. Le régénérateur est ainsi réalisé en volume en superposant et en fusionnant différentes couches de poudre métallique permettant ainsi d'obtenir toutes sortes de géométries impossibles à réaliser par des techniques d'usinage classique. Cinq logements permettent l'introduction de capteurs de température le long du régénérateur. Dans nos expérimentations seuls les trois thermocouples  $T_{R1}$ ,  $T_{R3}$  et  $T_{R5}$  ont été utilisés pour la mesure de température du gaz à l'intérieur du régénérateur. Les capteurs de température sont des microthermocouples de type K (Chromel-Alumel) de diamètre = 12.7  $\mu\text{m}$  réalisés au laboratoire et caractérisés en régime statique (banc d'étalonnage AOIP PC10) et en régime dynamique [4]. Les capteurs mesurent ainsi des températures avec une incertitude de  $\pm 0,1$   $^{\circ}\text{C}$  et présentent une fréquence de coupure  $f_c \approx 30$  Hz en convection forcée. Les essais en écoulements alternés étant compris dans la bande de fréquence  $0 < f \leq 15$  Hz, les mesures de température ne nécessitent pas de correction due à l'inertie du capteur ( $f < f_c$ ). En entrée et sortie du régénérateur (Figure 1), on mesure la pression du gaz en paroi (capteur Kulite XT190), la vitesse (sonde à fil chaud TSI 1201) et la température (microthermocouple de type K de diamètre = 12.7  $\mu\text{m}$ ) du fluide au centre du tube.

Chaque extrémité du régénérateur est encadrée par un échangeur « chaud » et un échangeur « froid » à circulation d'eau permettant ainsi de maintenir un gradient de température  $\Delta T$  le long du régénérateur et tel que  $0 \leq \Delta T \leq 90^{\circ}\text{C}$ . Les caractéristiques dynamiques du régénérateur sont finalement déterminées à partir des mesures instantanées des pressions, températures et vitesses aux deux extrémités du régénérateur et des températures instantanées du gaz en trois points équidistants au sein du régénérateur.

## 4. Résultats et discussion

### 4.1. Mesure des pertes de charge

Afin de caractériser les régénérateurs, on compare dans un premier temps les pertes de charge en écoulement permanent et dans un second temps en écoulement alterné. Nous avons testé des régénérateurs de longueurs et de porosités différentes. Cependant, dans cet article, nous ne présenterons que les résultats concernant un régénérateur de porosité  $\varepsilon = 35\%$  et de longueur  $L_{tot} = 80$  mm.

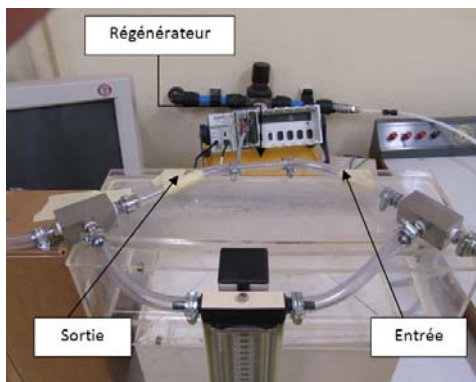


Figure 3 – Banc d'essais en régime d'écoulement permanent ( $P_{alim} = 1$  bar)

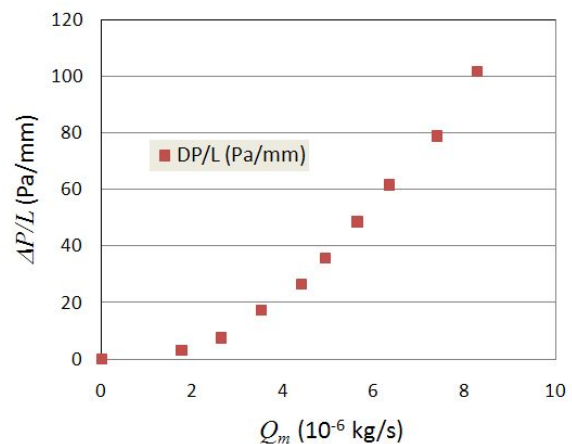


Figure 4 – Perte de charge linéaire  $\Delta P/L$  du régénérateur en fonction du débit massique  $Q_m$  ( $P_{alim} = 2$  bar).

### a) Écoulement permanent isotherme : $\Delta T = 0$

Dans ce mode de fonctionnement, le régénérateur est soumis à un écoulement de gaz (air) à température ambiante  $T_{amb} = 24^\circ\text{C}$  et sous une pression absolue d'alimentation en amont du régénérateur  $P_{alim} = 2$  bar. L'analyse de la courbe de perte de charge (Figure 4) montre un comportement classique de la forme  $\Delta P = K \cdot Q_m^2$ . Cette courbe nous permettra de comparer les valeurs de perte de charge pour les écoulements alternés dans les mêmes conditions de température.

### b) Écoulement alterné isotherme : $\Delta T = 0$

L'écoulement alterné est généré par un vérin pneumatique dont la course est réglée de telle sorte que la totalité du fluide déplacé traverse complètement le régénérateur. Au cours des essais, la pression absolue d'alimentation du banc est  $P_{alim} = 2$  bar et la pression atmosphérique est  $P_{atm} = 0.987$  bar. La température moyenne du gaz relevée au cours des essais n'a pas variée et  $T_e = T_s = 24.5^\circ\text{C}$  (Effets négligeables de la compressibilité du fluide pour ce gradient de température  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ).

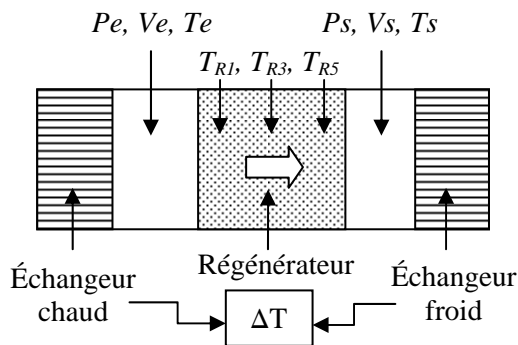


Figure 5 : Détail des grandeurs instantanées mesurées sur le banc d'essais (pressions  $P$ , vitesses locales  $V$  et températures  $T$ )

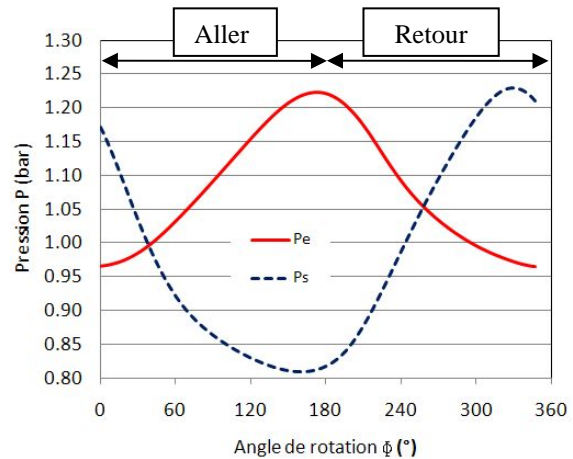


Figure 6 : Pressions instantanées aux deux extrémités du régénérateur en fonction de l'angle de rotation. ( $f = 6$  Hz,  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ).

Les différents points de mesures sont repérés sur la figure 5. Les variations de pression sont représentées sur la figure 6 en fonction de l'angle de rotation du moteur d'entraînement du vérin ( $360^\circ$  correspondant un aller-retour), pour une fréquence de rotation de 6 Hz et dans un mode de fonctionnement en régime établi. En phase « aller » ( $0^\circ < \Phi < 180^\circ$ ), la pression  $P_e$  côté entrée du régénérateur croît tandis que dans le même temps, du fait de la perte de charge, celle côté sortie,  $P_s$ , décroît de manière quasi symétrique. En phase « retour » ( $180^\circ < \Phi < 360^\circ$ ), le phénomène s'inverse. La perte de charge linéaire (Figure 7) montre ainsi une valeur maximale pour  $\Phi = 180^\circ$  correspondant à la demi-période du cycle pour laquelle le volume de gaz a été balayé par le piston. Les vitesses de gaz,  $V_e$  et  $V_s$  (Figure 8) présentent des allures inversées également. A  $\Phi = 180^\circ$ , les vitesses décroissent fortement au moment où  $\Delta P/L$  tend vers sa valeur maximale. Les vitesses maximales (pour  $\Phi = 90^\circ$  et  $270^\circ$ ) sont déphasées de  $90^\circ$  par rapport à la perte de charge linéaire maximale (à  $\Phi = 180^\circ$ ). En toute rigueur, si en phase « aller » la vitesse est comptée positivement ( $0^\circ < \Phi < 180^\circ$ ), en phase « retour », elle devrait être comptée négativement ( $180^\circ < \Phi < 360^\circ$ ). Cependant, la sonde de vitesse mesurant une quantité positive, nous n'avons représenté que des valeurs positives.

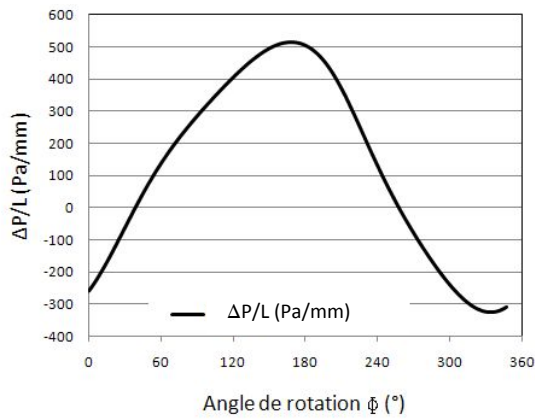


Figure 7 : Perte de charge linéaire du régénérateur ( $f = 6 \text{ Hz}$ ,  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ).

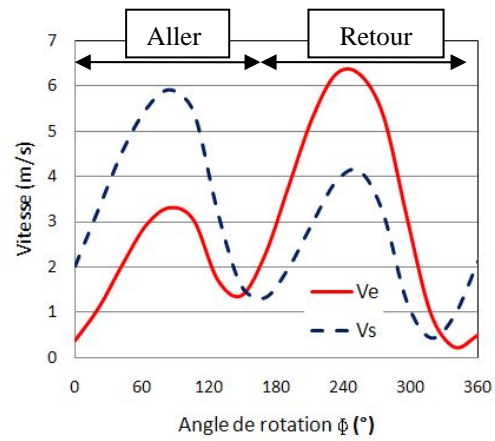


Figure 8 : Vitesses instantanées aux deux extrémités du régénérateur en fonction de l'angle de rotation ( $f = 6 \text{ Hz}$ ,  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ).

L'analyse des courbes de pertes de charge des figures 4 et 7 montre que nous sommes en présence de phénomènes complètement différents. En écoulement alterné, vitesses et pressions varient au cours du temps, ce qui n'est pas le cas en écoulement permanent. L'amplitude de perte de charge maximale pour  $\Phi = 180^\circ$  est  $\Delta P/L|_{\max} = 750 \text{ Pa/mm}$  (Figure 7).

### c) Écoulement alterné avec gradient de température : $\Delta T = 40^\circ\text{C}$

L'augmentation du gradient de température a pour effet d'augmenter l'amplitude des pressions aux extrémités du régénérateur (Figure 9) ainsi que de la perte de charge linéaire (Figure 10). Les valeurs maximales se situent toujours à  $\Phi = 180^\circ$  et  $\Delta P/L|_{\max} = 1350 \text{ Pa/mm}$  soit 80 % d'augmentation par rapport à l'écoulement isotherme.

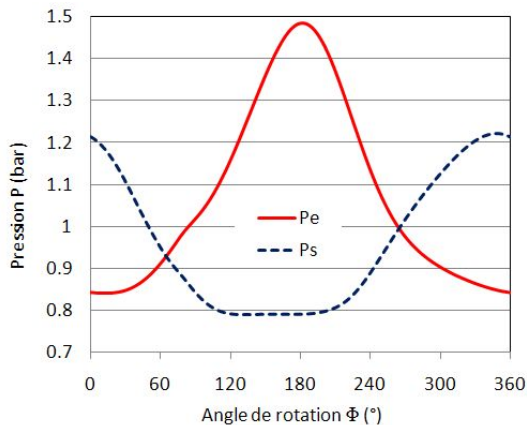


Figure 9 : Pressions instantanées aux deux extrémités du régénérateur en fonction de l'angle de rotation. ( $f = 6 \text{ Hz}$ ,  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ )

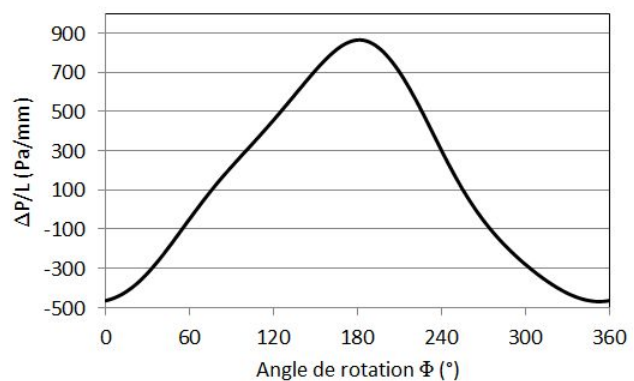


Figure 10 : Perte de charge linéaire du régénérateur ( $f = 6 \text{ Hz}$ ,  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ ).

L'augmentation du gradient de température augmente les vitesses  $V_e$  et  $V_s$  (Figure 11) par rapport au cas isotherme (Figure 8). Côté chaud la vitesse  $V_e$  est inférieure à la vitesse  $V_c$  côté froid du fait de l'augmentation des forces de viscosité avec la température notamment.

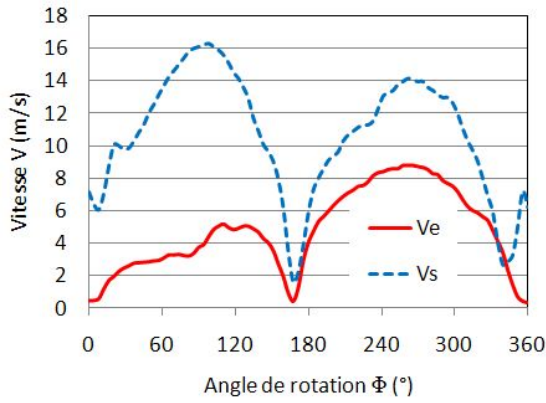


Figure 11 : Vitesses instantanées aux deux extrémités du régénérateur en fonction de l'angle de rotation ( $f = 6 \text{ Hz}$ ,  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ ).

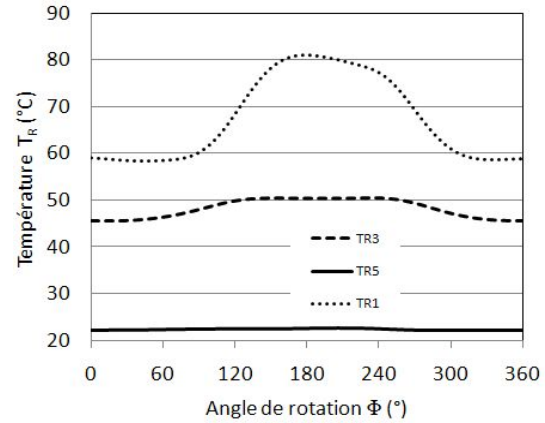


Figure 12 : Température instantanées du fluide au sein du régénérateur ( $f = 6 \text{ Hz}$ ,  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ ).

Les températures du gaz au cœur du régénérateur (Figure 12) montrent des valeurs maximales pour  $\Phi = 180^\circ$ , correspondant au point de pression maximale et de vitesses minimales ; l'effet étant d'autant plus important côté chaud ( $T_{R1}$ ) que côté froid ( $T_{R5}$ ). L'augmentation de température de  $20^\circ\text{C}$  ( $T_{R1}|_{max} = 81^\circ\text{C}$ ) par rapport à la température d'entrée pour  $\Phi = 0^\circ$  ( $T_{R1} = 60^\circ\text{C}$ ) peut être attribué à la compressibilité du gaz. La température centrale  $T_{R3}$  subit moins l'effet de la compressibilité du gaz ; de plus, à cet endroit du régénérateur, une partie de la chaleur a été donnée à la matrice solide et  $T_{R3}|_{max} = 50^\circ\text{C}$  pour  $\Phi = 180^\circ$ . L'échangeur froid montre ainsi son efficacité à refroidir la zone froide du régénérateur pour laquelle la température  $T_{R5} = 22.4^\circ\text{C}$  est quasiment constante sur une période. Le régénérateur subit donc des variations de températures internes au cours du temps à chaque abscisse. La température du gaz dans un régénérateur ne peut pas être représentée par une expression linéaire comme cela est souvent le cas dans la littérature.

#### 4.2. Détermination du coefficient de perte de charge $C'_{f\omega}$

L'expression du coefficient de perte de charge est donnée à partir des expressions du tableau 1 [6-10]. L'écoulement alterné a lieu dans un milieu poreux constitué de canaux de section carrée, de côté  $d$  égal au diamètre hydraulique  $d_h = 0.5 \text{ mm}$ . Le nombre de Reynolds en écoulement alterné  $Re_\omega$  sera compris dans l'intervalle  $0.1 < Re_\omega < 1.53 \text{ Hz}$  pour la gamme de fréquence  $1 < f < 15 \text{ Hz}$ . Dans ces conditions,  $Re_\omega$  sera toujours inférieur à la valeur 277.6 (Tableau 1) et le nombre de Reynolds  $Re$  sera déterminé sur la valeur maximale de la vitesse au sein d'un canal de diamètre hydraulique  $d_h = 0.5 \text{ mm}$ .

$$C'_{f\omega} = \frac{94}{Re} \quad (6)$$

Avec :  $a = 64 b'$  ;  $b' = 1.47 - 1.48d + 0.92d^2$  ;  $a = 0.5 \text{ mm}$  ;  $b = 0$  ;  $c = 0$

## 5. Conclusion

Nous avons présenté des essais expérimentaux concernant l'écoulement alterné d'air dans un régénérateur de faible porosité ( $\varepsilon = 35\%$ ) soumis à deux gradients de température  $\Delta T_x = 0^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_x = 40^\circ\text{C}$ . Les écoulements alternés dans un régénérateur sont compressibles. Ils

présentent des caractéristiques dynamiques concernant les vitesses, les pressions et les températures différentes de celles en écoulements permanents. Nous avons montré qu'il apparaît un déphasage de  $90^\circ$  entre la perte de charge linéaire (valeur maximale à  $\Phi = 180^\circ$ ) et la vitesse (valeurs maximales à  $\Phi = 90^\circ$  et  $\Phi = 270^\circ$ ). La température du gaz dans un régénérateur oscille au cours du temps et ne peut pas être considérée comme linéaire dans la direction de l'écoulement. Nous avons exprimé le coefficient de perte de charge sous la forme d'une relation empirique. Cette relation devra encore être affinée en fonction des différentes conditions expérimentales d'écoulement et comparée à une relation issue de travaux numériques en cours. Ces travaux nous permettront d'exploiter prochainement les résultats expérimentaux pour de plus hautes fréquences ( $1 < f < 50$  Hz), pour différentes porosités et longueur de régénérateurs et pour de plus grands gradients de température.

## Références

- [1] A.J. Organ, The regenerator and the Stirling engine, Wiley, New-York, 1997.
- [2] G.T. Reader, C. Hooper, Stirling Engines. London New York E.&F.N.Spon, 1983.
- [3] G. Walker, Stirling Engines. Oxford: Oxford university Press, 1980.
- [4] F. Lanzetta F., E. Gavignet, Thermal Measurements And Inverse Techniques, Part.1 - Temperature Measurements: Thermoelectricity and Microthermocouples, CRC Press, Taylor and Francis, 2011.
- [4] P. Nika, F. Lanzetta, J. Boucher, E. Gavignet, J.E. Rakotoniaina, Aspects dynamiques et thermiques de l'écoulement oscillant dans la matrice poreuse d'un régénérateur de machine Stirling, Congrès Français de Thermique, Elsevier, Presqu'Ile de Giens, France, 25 au 28 mai, (2004), 825-830.
- [5] P. Bouvier, Transferts thermiques en écoulement oscillant dans une conduite cylindrique : application aux moteurs Stirling, thèse de l'Université de Nantes, N° ED-82-454, 28 juin, 2000.
- [6] D. Gedeon, Mean-parameter modeling of oscillatory flow, *ASME J. Heat Transfer*, 108, (1986), 513-518.
- [7] E. Fried, I.E. Idelchik, Flow resistance: A design guide for engineers, Hemisphere, Whashington, D.C., 1989.
- [8] T.W. Simon, J.R. Seume, A survey of oscillating flow in Stirling engine heat exchangers, NASA Contractor Report, 182108, 1988.
- [9] D. R. Taylor, H. Aghili, An investigation of oscillating flow in tubes, Proceedings of the 19<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper, 849176, 2033-2036, American Nuclear Society, 1984.
- [10] M. Tanaka, I. Yamashita and F. Chisaka, Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow, *JSME International Journal, Series II*, 33, 2, (1990), 283-289.