

Intensification des transferts par morphing de paroi

Jawad HAMZE¹, Laetitia LEAL², Frédéric TOPIN³, François PIGACHE¹, Pascal LAVIEILLE¹, Marc MISCEVIC^{1,*}

¹Université de Toulouse ; UPS, INP ; LAPLACE (Laboratoire Plasma et Conversion d'Énergie)

² CESI Recherche, 69130 Ecully, France

³ Aix-Marseille Université-CNRS, Laboratoire IUSTI, Marseille, France

*(auteur correspondant : marc.miscevic@laplace.univ-tlse.fr)

Résumé - Un prototype d'échangeur-pompe dont l'une des parois est déformée de façon dynamique sous la forme d'une onde progressive par des actionneurs piezoélectriques est présenté. Les essais concernent les cas sans et avec changement d'état liquide-vapeur (ébullition). Expérimentalement, la fonction de pompage est bien observée pour toutes les fréquences de déformation et pour deux fluides différents (eau et HFE 7000). L'intensification de transfert de chaleur est aussi démontrée, et ce dans deux configurations expérimentales :

- en imposant une différence de pression (pouvant être nulle) entre l'entrée et la sortie du circuit fluide : dans cette configuration, c'est l'onde progressive qui impose le débit et l'intensification est à la fois due à l'augmentation du débit et à la perturbation des couches limites générée par l'onde elle-même ;
- en imposant un débit grâce à une pompe volumétrique : l'actionnement n'a dans ce cas pas d'effet sur le débit, l'intensification mesurée n'est alors due qu'aux effets de déformation dynamique.

Nomenclature

a	amplitude de la déformation imposée par les actionneurs, m	T	température, K
c_p	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
f	fréquence, Hz	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
\bar{h}	coefficient d'échange convectif moyen sur la surface de l'échangeur, $W.m^{-2}.K^{-1}$	λ	longueur d'onde, m
l	largeur du canal, m	<i>Indices</i>	
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	e	entrée
S	surface d'échange, m^2	s	sortie
		p	paroi

1. Introduction

Du fait de l'accroissement de la puissance et de la miniaturisation des systèmes électroniques, les systèmes de refroidissement utilisés jusqu'alors atteignent leurs limites. Ils ne permettent plus d'évacuer des flux de chaleur de plus en plus importants au travers de surfaces de plus en plus petites, tout en conservant un niveau de température suffisamment faible pour ne pas endommager les composants électroniques, ni réduire leur fiabilité. L'un des principaux verrous au développement de l'électronique, qu'il s'agisse de la microélectronique ou de l'électronique de puissance, est donc thermique. Pour la communauté énergétique, l'impératif est de gérer à court terme des densités de flux supérieures à $100 W.cm^{-2}$ et pouvant atteindre à plus long terme $1000 W.cm^{-2}$. Le niveau de contraintes est élevé : il faut développer des solutions de refroidissement capables d'évacuer de très fortes densités de flux avec une différence de température limitée entre les sources chaude et froide et cela dans un contexte de réduction des échelles et d'augmentation de l'intégration des systèmes.

A partir de ce constat, de nombreuses recherches ont été menées afin de proposer de nouvelles techniques d'intensification des transferts de chaleur ainsi que pour améliorer celles

existantes. Ces techniques sont souvent classées en deux catégories : les techniques passives et les techniques actives [1]. Parmi les techniques actives, une précédente étude a montré, de façon numérique, qu'il est possible d'atteindre de forts coefficients de transfert grâce à des déformations dynamiques de forte amplitude d'un solide au sein d'un système de refroidissement [2]. Les simulations portaient sur les écoulements et les transferts de chaleur dans un canal submillimétrique dont la paroi inférieure est chauffée et la paroi supérieure est déformée dynamiquement. Tous les calculs ont été effectués dans le cas d'un écoulement sans changement d'état (monophasique liquide). L'analyse des résultats a permis de montrer que la déformation dynamique de la paroi supérieure du canal conduit à une nette intensification des transferts de chaleur, dont la valeur est directement corrélée à l'amplitude et à la fréquence de l'onde de déformation imposée. Outre l'intensification des transferts, l'onde progressive peut être exploitée pour la mise en écoulement du fluide. L'échangeur de chaleur devient alors un "échangeur-pompe", ce qui peut présenter des avantages certains en terme d'intégration. Un des moyens de déformation envisageable est l'utilisation d'actionneurs piézoélectriques comme indiqué par Amokrane [3]. Avec ce type d'actionneur, il est ainsi possible d'obtenir des débits relativement importants à coût énergétique relativement modeste.

Un prototype d'échangeur-pompe dont l'une des parois est déformée dynamiquement par des actionneurs piezoélectriques a donc été réalisé pour quantifier expérimentalement les lois d'écoulement et de transfert. Dans une première partie le dispositif expérimental est décrit. Les résultats expérimentaux obtenus sans changement de phase en considérant l'eau comme fluide de travail, puis avec changement d'état liquide-vapeur en remplaçant l'eau par du HFE7000 sont ensuite présentés et analysés.

2. Dispositif expérimental

Le prototype est constitué d'une paroi inférieure chauffée et d'une paroi supérieure de confinement (fig. 1). Cette dernière est déformée dynamiquement par une série d'actionneurs piezoélectriques afin d'imposer une onde progressive de déformation à la paroi de confinement.

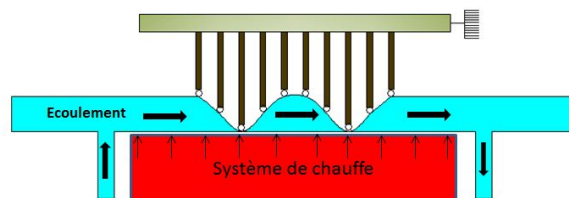


Figure 1 : Schéma de principe de l'échangeur-pompe

2.1. Section d'essai

La section d'essai est composée d'un canal de section rectangulaire de 26 cm de long et 3 cm de large et de 265 microns d'épaisseur (nous reviendrons sur la détermination de cette valeur plus loin dans la communication), dont la zone d'actionnement est de 16 cm de long et de 3 cm de large. Ce canal est constitué d'une plaque dans laquelle 5 rainures ont été usinées afin de placer les thermocouples. Au dessus de cette plaque de support est placé l'élément chauffant. Le canal est obtenu en fixant une bande de viton d'épaisseur 1mm sur le support grâce à un cerclage en inox. Le fluide entre dans le canal, l'écoulement a lieu entre la plaque de support et la bande de viton. La paroi de confinement du canal est donc en viton. Ce choix a été fait

pour pouvoir la déformer avec des forces modérées. En effet, des actionneurs piézoélectriques sont placés au contact de cette membrane en viton. Les actionneurs imposeront une déformation dynamique à la membrane afin d'intensifier les transferts de masse et de chaleur. La forme de la déformation dynamique imposée est une onde progressive. La hauteur du canal est imposée par les positions des actionneurs. Le système de réglage de confinement est composé de trois platines de déplacement vertical permettant d'imposer le parallélisme, la planéité et la hauteur du canal. Un flux de chaleur est imposé sur la paroi du bas grâce à cinq cartouches chauffantes Haute charge CCHC Inox Standard (175W, 230V).

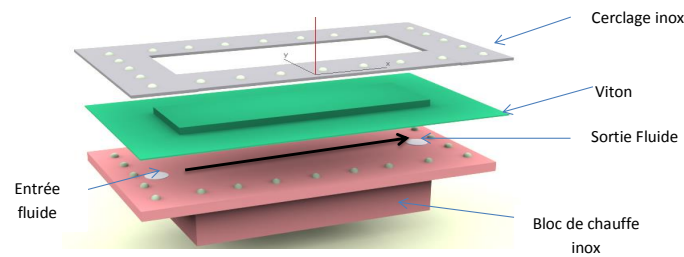


Figure 2 : Schéma de principe de la section d'essai

2.2. Actionneurs

Les actionneurs sont composés de deux séries de céramiques piézoélectriques et d'une structure d'amplification de la déformation (fig. 3).

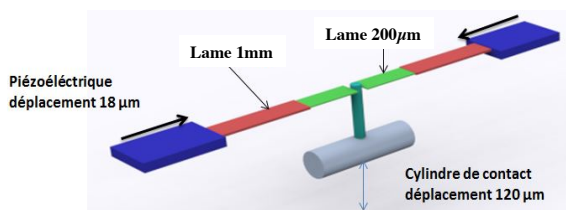


Figure 3 : Principe du système d'amplification du déplacement mis en oeuvre pour la réalisation d'un actionneur

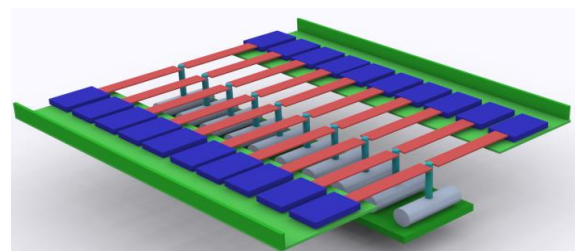


Figure 4 : Schéma du système complet d'actionnement constitué de dix actionneurs piézoélectriques avec leur système d'amplification du déplacement

Chaque série de céramiques permet une déformation de $18 \mu\text{m}$. Elles sont disposées de chaque côté d'une lame. Le mouvement des céramiques impose le flambage de la lame de $120 \mu\text{m}$. Cette dernière a une épaisseur de 1 mm sauf en son milieu où elle est plus fine ($200 \mu\text{m}$). Ceci permet de concentrer les contraintes et d'obtenir ainsi le maximum de déformation au centre de la lame. Un cylindre en aluminium est fixé au milieu de la lame. Il assure le contact entre les actionneurs et la paroi à déformer.

Afin d'imposer une déformation dynamique à la paroi en viton, dix actionneurs piézoélectriques sont utilisés (fig. 4). Ils sont déphasés afin d'obtenir une onde de déformation progressive. La commande des actionneurs ne comportant que 5 voies indépendantes, la longueur d'onde est fixée à 8 cm afin d'obtenir un nombre d'ondes égal à 2.

2.3. Circuit hydraulique

La figure 5 présente les différentes configurations du circuit hydraulique : les pressions d'entrée et de sortie du canal sont imposées à travers deux réservoirs à niveau constant et placés à deux altitudes distinctes. Ces hauteurs sont réglables et sont changées suivant les besoins dans chaque manipulation. La différence de pression imposée entre l'entrée et la sortie du canal au cours des différentes campagnes expérimentales varie entre 0 Pa et 400 Pa.

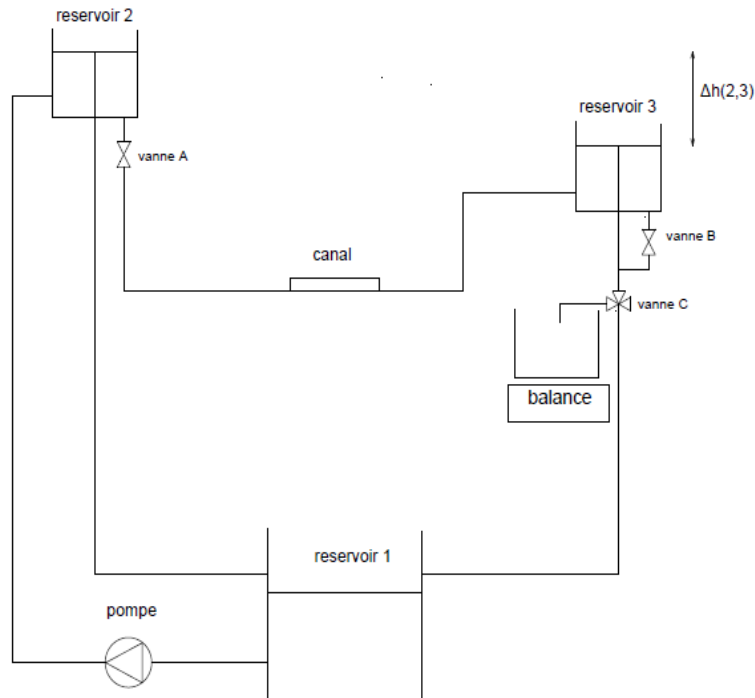


Figure 5 : Schéma de principe du dispositif expérimental : la section d'essai est placée entre deux réservoirs à niveau constant (réservoirs 2 et 3). Le réservoir 1 est le réservoir de stockage.

Lors des essais thermiques, le fluide parcourt le circuit de la manière suivante :

- Le fluide est dans le réservoir 1. La pompe le monte dans le réservoir 2 dont le niveau est maintenu constant par un système de trop plein qui retourne le surplus de liquide dans le réservoir de stockage 1.
- Le fluide en entrée du canal s'écoule soit uniquement en raison d'une différence de pression entre l'entrée et la sortie du système, soit également grâce au pompage induit par la déformation dynamique de la paroi de confinement lorsque les actionneurs sont alimentés.
- Le fluide se dirige de la sortie du canal vers le réservoir 3 qui est également à niveau constant.
- La vanne trois voies C permet au fluide de s'écouler du réservoir 3 vers la balance (permettant de mesurer le débit) ou vers le réservoir 1.

Une surpression est imposée à l'intérieur du canal afin que le viton soit en contact avec les actionneurs et qu'ainsi le canal ait un diamètre hydraulique non nul. La pression moyenne du canal est la moyenne des pressions hydrostatiques imposées par les positions verticales des réservoirs 2 et 3. Toutes les connexions sont des tubes de 4 mm de diamètre sauf les trop-pleins, qui ont un diamètre de 6 mm pour éviter l'engorgement.

2.4. Réglage de la position des actionneurs

- Planéité : la position du support des actionneurs est réglée à l'aide de trois platines de déplacement vertical ayant une précision micrométrique, permettant de régler le parallélisme avec la paroi chauffée du canal. Une lame plane de bois sur laquelle est fixée une lame en aluminium de 0.3 mm d'épaisseur est tout d'abord insérée entre le viton et les actionneurs afin de maintenir une hauteur de canal nulle au cours du réglage. Pour régler la position précise de chacun des actionneurs dans un même plan, une tension électrique est imposée entre le cylindre en aluminium et la lame en aluminium. Chaque actionneur est mis en contact avec la lame à l'aide des vis le liant à son support. Ce contact entre les cylindres et la lame est assuré lorsqu'un courant électrique apparaît entre ces deux éléments.
- Distance entre les actionneurs et la paroi chauffée : la position du support des actionneurs (définissant la hauteur du canal) est ensuite ajustée en le descendant petit à petit grâce aux 3 platines de déplacement tout en imposant une fréquence aux actionneurs. Pour chaque position verticale du support, le débit obtenu est mesuré et représenté sur la figure 6 en fonction de l'épaisseur entre la paroi chauffée et la membrane en viton sous un actionneur. L'épaisseur conduisant au débit maximum est supposée être celle correspondant à une déformation d'amplitude relative égale à 100% (limite de la fermeture complète du canal lorsque l'actionneur est en position basse). Cette épaisseur optimale est alors imposée dans l'ensemble des expériences.

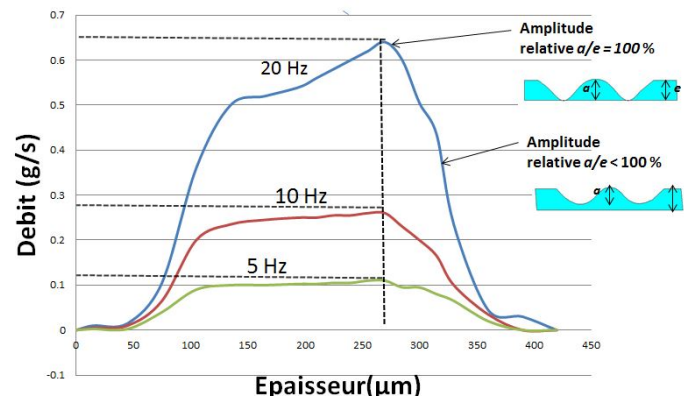


Figure 6 : Evolution du débit mesuré en fonction de la distance entre la paroi chauffée et le bas des actionneurs lorsqu'ils sont à l'arrêt

3. Résultats expérimentaux sans changement de phase

La figure 7 montre l'évolution du débit en fonction de la fréquence des actionneurs. La différence de pression imposée aux bornes du canal est nulle, l'écoulement est donc généré uniquement par l'onde progressive imposée à la paroi de confinement. Le débit augmente tout d'abord linéairement entre 5 et 20 Hz ce qui semble montrer que le fonctionnement est analogue à un pompage péristaltique, puis la pente diminue entre 20 et 40 Hz. Il est à noter que ces débits sont inférieurs à ceux attendus dans le cas d'une onde progressive sinusoïdale. En effet, en connaissant la fréquence et la longueur de l'onde qui se propage, et en considérant le débit obtenu expérimentalement, on peut déterminer l'amplitude a que devrait avoir l'onde si elle avait une forme sinusoïdale :

$$a = \frac{\dot{m}}{\rho l \lambda f} \quad (1)$$

Cette amplitude a ainsi calculée pour l'onde progressive, et pour les différentes fréquences considérées dans cette étude, n'est que de $12 \mu\text{m}$. Cette valeur est nettement inférieure à l'amplitude de déplacement des actionneurs (étant *a priori* de l'ordre de 100 à 130 μm). La forme de l'onde n'est donc pas sinusoïdale, des déformations de la membrane (gonflements) entre 2 actionneurs étant très certainement présentes.

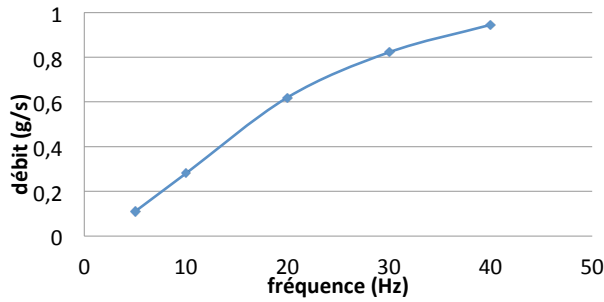


Figure 7 : Evolution du débit mesuré en fonction de la fréquence imposée aux actionneurs

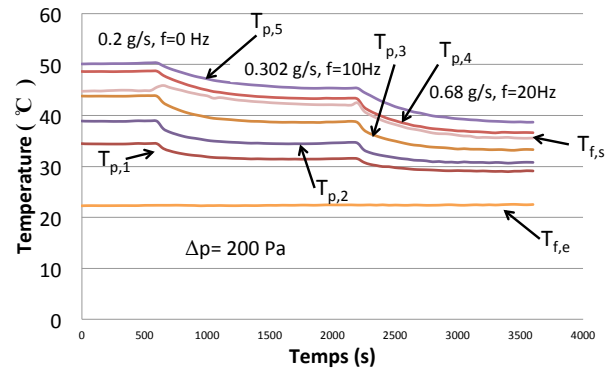


Figure 8 : Exemple d'évolutions temporelles des températures de paroi et du fluide illustrant l'effet des actionneurs sur les transferts de chaleur

Une série d'expériences a été réalisée en faisant varier la différence de hauteur Δh entre les réservoirs d'entrée et de la sortie, et la fréquence des actionneurs. Pour un Δh donné, la puissance électrique des cartouches chauffantes est réglée de telle sorte que la température de sortie soit comprise entre 40°C et 45°C . Au début de l'expérience représentée sur la figure 8 les actionneurs sont à l'arrêt. Lorsque le régime permanent est atteint les différentes températures sont enregistrées, et les actionneurs sont mis en marche à une fréquence de 10 Hz. Lorsque le régime permanent est à nouveau atteint, la fréquence des actionneurs est augmentée à 20 Hz. Comme on peut le voir sur la figure 8, l'activation des actionneurs provoque la chute brutale des températures de paroi, ainsi que celle du fluide en sortie. D'autre part le débit massique augmente de $0,2$ à $0,302 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ puis à $0,68 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$. Cette augmentation du débit explique en partie la diminution des températures de la paroi.

Le coefficient d'échange moyen est alors déterminé à partir du bilan enthalpique (eq. 2), et son évolution en fonction du débit est représentée sur la figure 9.

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{S(\bar{T}_p - \bar{T}_f)} \quad (2)$$

A même débit, les coefficients d'échange sont plus élevés avec actionnement que sans actionnement. La déformation dynamique de la paroi crée donc bien des perturbations dans les couches limites thermiques. Toutefois, cette augmentation reste modeste (environ 30% au maximum), bien en deçà des gains attendus suite à l'analyse numérique [2]. Ces écarts entre les résultats expérimentaux et numériques s'expliquent par les différences importantes qui existent concernant la forme que prend la membrane au cours du temps. Dans l'analyse numérique, l'onde progressive est de forme parfaitement sinusoïdale, alors qu'expérimentalement la membrane en viton se déforme entre 2 actionneurs successifs comme cela a été discuté préalablement.

Afin de dissocier les effets d'augmentation du débit et d'intensification des transferts, une série d'expériences a été réalisée en imposant le débit circulant dans la section d'essai grâce à une pompe volumétrique. A chaque fois un débit massique est imposé par la pompe sans mettre en

marche les actionneurs. Ensuite les actionneurs sont mis en route en respectant le même débit, à différentes fréquences.

A un débit constant, et lors du fonctionnement des actionneurs ($f=10, \dots, 40$ Hz) le coefficient de transfert de chaleur augmente, ce qui met bien en évidence que les couches limites dynamiques et thermiques sont perturbées lors de l'actionnement. L'intensification apparaît plus nettement que lorsque le débit est induit par l'actionnement lui-même. Il est à noter que lors des essais à débit imposé, la membrane apparaissait (visuellement) nettement plus déformée. Même si les pressions d'entrée et de sortie ne sont pas mesurées, la perte de charge dans cette configuration expérimentale est nettement plus importante.

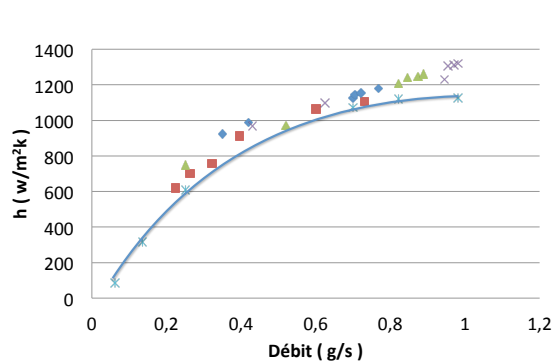


Figure 9 : Evolution du coefficient d'échange moyen sur la surface en fonction du débit massique généré par l'actionnement

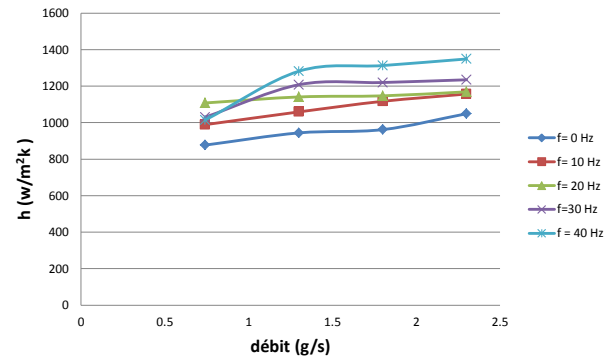


Figure 10 : Coefficient d'échange moyen sur la surface en fonction du débit massique lorsque celui-ci est imposé par une pompe volumétrique - Influence de la fréquence d'actionnement

4. Résultats expérimentaux avec changement de phase

Le fluide utilisé est le HFE 7000 qui bout à une température de 35°C à la pression atmosphérique et qui a une chaleur latente massique de vaporisation bien inférieure à celle de l'eau. Un condenseur est ajouté au circuit hydraulique à la sortie du canal. Des essais ont tout d'abord été réalisés en imposant une différence de pression grâce aux deux réservoirs à niveau constant. Dans cette configuration, la formation de la vapeur empêche l'écoulement à l'intérieur du canal, la perte de charge à l'intérieur du canal étant trop importante. Le circuit hydraulique a donc été changé, et l'écoulement est forcé par une pompe volumétrique. Il est à noter que cette pompe volumétrique impose un débit identique dans le circuit que les actionneurs soient actifs ou non. Les résultats des expériences renseignent donc directement sur l'effet de l'actionnement sur l'intensification du transfert de chaleur (découplé de la fonction pompage).

Un exemple de résultat obtenu est représenté sur la figure (11). Au début de l'expérience, les actionneurs sont à l'arrêt. La pompe est réglée à un débit de $1,5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$. Lorsque le régime permanent est atteint, les différentes températures sont enregistrées. Ensuite les actionneurs sont mis en marche à une fréquence de 40 Hz. L'activation des actionneurs provoque une diminution des températures de paroi. Le régime permanent est atteint au bout de 35 minutes environ.

On peut noter que l'ébullition se produit malgré le fait que les températures (de fluide et de paroi) restent en permanence en dessous de la température de saturation. La diminution en température peut s'expliquer par l'effet de la variation de pression. Lors du déplacement de l'actionneur verticalement vers le bas, la section du canal diminue provoquant une accélération du fluide et donc une dépression. Le changement de phase apparaît alors à une température inférieure à la température de saturation à la pression atmosphérique, ce qui va dans le sens

d'une intensification du transfert de chaleur.

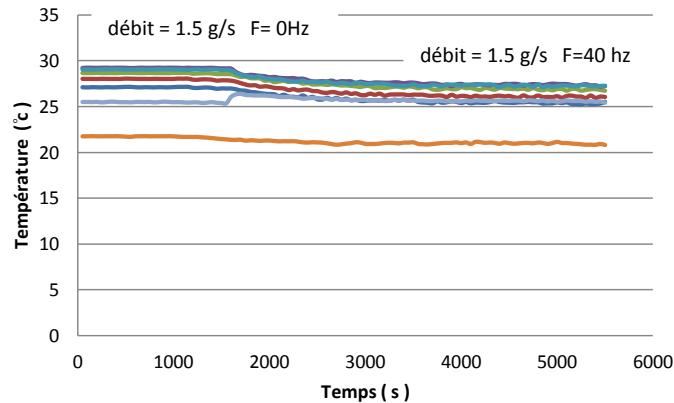


Figure 11 : Exemple d'évolutions temporelles des températures de paroi et du fluide illustrant l'effet des actionneurs sur les transferts de chaleur en présence d'ébullition

A un débit massique de 1.5 g.s^{-1} , et lorsque les actionneurs ne sont pas mis en route, le coefficient de transfert de chaleur est de $330 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. À ce même débit de 1.5 g.s^{-1} et en actionnant avec une fréquence de 40 Hz, le coefficient de transfert de chaleur est de $660 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Le transfert est donc 2 fois plus important.

Il est à noter que lors de ces essais, la membrane apparaissait fortement déformée du fait de l'augmentation de la pression dans le canal induite par les fortes pertes de charge. Il est donc difficile d'émettre des conclusions fortes en l'état, la dimension et la forme du canal étant inconnues.

5. Conclusions

Afin de valider les résultats numériques obtenus lors d'une précédente étude, un démonstrateur d'échangeur de chaleur dont la paroi de confinement est déformée dynamiquement a été réalisé. Expérimentalement, la fonction de pompage est bien observée, pour toutes les fréquences de déformation. L'intensification du transfert de chaleur a été démontrée. Les coefficients de transfert de chaleur sont améliorés de l'ordre de 25% en écoulement monophasique et de l'ordre de 100% en écoulement avec changement de phase.

Le dispositif expérimental présente toutefois quelques défauts, le principal étant que la membrane est trop souple. Les déformations ne sont pas suffisamment contrôlées, ce qui rend difficile les interprétations. Une rigidification de la membrane devrait permettre d'améliorer nettement les débits obtenus, ainsi que les gains sur l'intensité des transferts de chaleur.

Références

- [1] Léal L., Miscevic M., Lavieille P., Amokrane M., Pigache F., Topin F., Nogarède B., Tadrist L., An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives : focus on active methods using electroactive materials, *Int. J. Heat Mass Transf.* 61 (2013) 505-524.
- [2] Léal L., Miscevic M., Lavieille P., Topin F., Tadrist L., Simultaneous integration, control and enhancement of both fluid flow and heat transfer in small scale heat exchangers : a numerical study, *Int. Com. Heat Mass Transf.*, 49 (2013) 36-40.
- [3] Amokrane Mounir, Etude et mise en oeuvre de couplage thermoélectrique en vue de l'intensification d'échange de chaleur par morphing électroactif, *Thèse de l'Université de Toulouse*, INPT, juillet 2013