

# Analyse thermo-hydraulique expérimentale d'un caloduc oscillant sous champ de gravité variable.

Vincent AYEL\*, François THEVENOT, Cyril ROMESTANT, Yves BERTIN

Institut P', CNRS-ENSMA-Université de Poitiers, UPR 3346  
1, avenue Clément ADER 86961 Futuroscope CHASSENEUIL, France  
Téléphone : +33 (0)5 49 49 81 12, Fax : +33 05 49 81 01,  
\*(auteur correspondant : [vincent.ayel@ensma.fr](mailto:vincent.ayel@ensma.fr))

**Résumé** - Dans cette étude expérimentale, un caloduc oscillant a été testé dans le cadre des campagnes de vols paraboliques du CNES. Le dispositif expérimental, des canaux usinés dans un bloc de cuivre fermés par une vitre transparente, permet la visualisation des phénomènes hydrauliques qui s'y déroulent au moyen d'une caméra rapide. Ainsi, des images associées aux mesures de températures et de pression ont été effectuées pendant les phases de gravité réduite ainsi que pendant les transitions entre phases, afin d'observer et de comprendre le comportement hydraulique du fluide relativement au comportement thermique du caloduc oscillant lors de son fonctionnement.

## Nomenclature

$D$	diamètre hydraulique, m	<i>Symboles grecs</i>	
$g$	accélération de la pesanteur, $m^2.s$	$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}K^{-1}$
$P$	pression, $Pa$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$Q$	puissance thermique, $W$	$\sigma$	tension superficielle, $J.m^{-2}$
$T$	température, $^{\circ}C$	<i>Indices et exposants</i>	
$We$	Nombre de Weber	$e,s$	entrée, sortie
		$v$	vapeur

## 1. Introduction

Les caloducs oscillants (ou « Pulsating Heat Pipes », PHP), sont des systèmes passifs utilisant les chaleurs latente et sensible d'un fluide pour transférer la chaleur d'une source chaude vers une source froide. Ils sont constitués d'un unique tube, aux dimensions capillaires, enroulé sur lui-même entre les deux sources par le biais de multiples allers-retours. Ils sont partiellement remplis d'un fluide à l'état de saturation qui va naturellement se répartir en phases liquide et vapeur séparées par le biais de forces capillaires. L'application d'un flux de chaleur sur la source chaude va forcer la vapeur, formée par évaporation, à déplacer le fluide vers la source froide où elle va se condenser et aussi offrir au liquide chaud la possibilité d'évacuer une part significative de la puissance transférée sous forme sensible.

Si la mise au point de tels systèmes s'avère relativement simple, la prédiction de leurs performances par le biais de la modélisation des transferts thermo-hydrauliques en est à un stade d'avancement encore peu satisfaisant : de trop nombreux paramètres interviennent sur leur fonctionnement et empêchent une bonne compréhension de l'ensemble des phénomènes [1]. Notons en particulier l'influence que peuvent avoir les forces externes telles que la gravité sur les transferts de masse et quantité de mouvement du fluide. Il est admis que les caloducs oscillants sont fortement sensibles à la gravité. Cependant, de par la géométrie de ces systèmes (multiples allers-retours), l'influence de ce paramètre n'est pas évidente de prime abord à partir du moment où les phases sont belles et bien séparées en bulles de vapeur et bouchons liquides. Quand l'évaporateur est situé au-dessus du condenseur, la littérature

montre que les performances sont le plus souvent réduites [1-5]. De manière générale, les performances les meilleures ont été obtenues expérimentalement pour des inclinaisons verticales favorables [3,5-7], c'est-à-dire évaporateur en-dessous du condenseur, ce qui est censé favoriser le retour du liquide vers la source chaude. De plus, le nombre de boucles ainsi que le diamètre des tubes présentent aussi une influence sur les transferts et sur les performances vis-à-vis de la gravité : un grand nombre de coudes où un faible diamètre amènent à une influence diminuée de la gravité [1,4,6,7]. Rajoutons qu'une expérience de vol parabolique a déjà été réalisée par Gu *et al.* [8] pour tester un PHP en aluminium (canaux carrés de 1,1 mm de côté, 48 allers-retours, fluide : R114). Les auteurs ont montré que les performances semblaient accrues en phases de microgravité par rapport aux phases de gravité normale ou augmentée (environ 2,5g), même pour inclinaison verticales favorables.

Dans ce contexte, et dans le cadre d'un appel à projet du CNES pour des expériences embarquées en vol parabolique réservées aux étudiants, un caloduc oscillant a été testé afin d'observer l'influence de la gravité sur ses comportements hydraulique et thermique. Pour cela, le caloduc oscillant a été élaboré en surface d'un bloc de cuivre massif et recouvert d'une vitre transparente, ceci dans le but de permettre la visualisation des écoulements qui s'y produisent en fonction des conditions limites externes (puissance, gravité).

## 2. Dispositif expérimental

Le caloduc oscillant a été élaboré dans un bloc de cuivre (125 \* 265 cm<sup>2</sup>) dans lequel a été usiné un unique canal carré (2 \* 2 mm<sup>2</sup>) constituant un ensemble de dix allers-retours répartis sur sa largeur (figure 1). Une vitre transparente en verre est plaquée contre cette face au moyen d'une bride de serrage, l'étanchéité vis-à-vis de l'extérieur étant assurée par un joint torique entre la vitre et le cuivre. Le caloduc oscillant est fixé sur les rails au moyen d'un support en Ertalon 4.6® ( $\lambda \approx 0,3 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ), visible sur la figure 1. Il est isolé sur sa face arrière (laine de roche,  $\lambda \approx 0,04 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ). La source chaude est simulée par quatre cartouches chauffantes (VULSTAR 10164) insérées dans une surépaisseur située en face arrière du bloc de cuivre (45 mm de hauteur, figure 2). A l'opposé, le refroidissement du condenseur (67 mm de hauteur) est assuré par une circulation d'eau dans des canaux usinés en face arrière du bloc de cuivre, alimentés par un circuit hydraulique (pompe, vase d'expansion) qui l'entraîne dans un échangeur externe. Ce dernier est lui-même refroidi par l'air interne de l'avion, grâce à un ensemble de 15 radiateurs/ventilateurs pour microprocesseur. Une zone dite *adiabatique* existe entre l'évaporateur et le condenseur (longueur : 130 mm). Les épaisseurs des trois zones sont de 20 mm pour l'évaporateur, 5 mm pour la zone adiabatique et 15,5 mm pour le condenseur.

Dix thermocouples de type T ont été répartis entre le bloc évaporateur et les entrée/sortie de l'eau de refroidissement du condenseur (figure 2) : deux thermocouples gainés (0,5 mm) sont insérés dans des rainures à l'arrière de l'évaporateur (à 45 mm des bords) ; deux thermocouples gainés identiques sont insérés dans les conduites d'entrée et de sortie du condenseur ; 4 thermocouples nus (10  $\mu\text{m}$ ) sont placés en face arrière du caloduc oscillant, à 35 mm des bords, au niveau de la zone adiabatique (deux à 40 mm de la source chaude, *Tadia1* et 2, et deux à 40 mm du condenseur, *Tadia3* et 4) ; enfin, deux autres thermocouples nus mesurent la température de la vitre et de l'air intérieur à la zone étanche. Un capteur de pression (PDCR3500-3238, 2 bar absolus) permet d'enregistrer les niveaux et fluctuations de pression absolue sur l'un des canaux du PHP (figure 2). L'interface de communication avec les différents composants (thermocouples, capteur de pression) a été développée à partir du logiciel Labview®. La centrale d'acquisition est un contrôleur CompactRIO de NI® : un premier module (NI-9215) est dédié à la mesure de températures ; un second module (NI-

9213), permettant d'acquérir des entrées analogiques  $\pm 10$  V, est dédié à l'acquisition des signaux de pression et du déclenchement de la caméra rapide au moyen d'un trigger dérivé sur ce module (permettant la synchronisation des signaux avec les images de la caméra).



Figure 1 : Caloduc oscillant testé

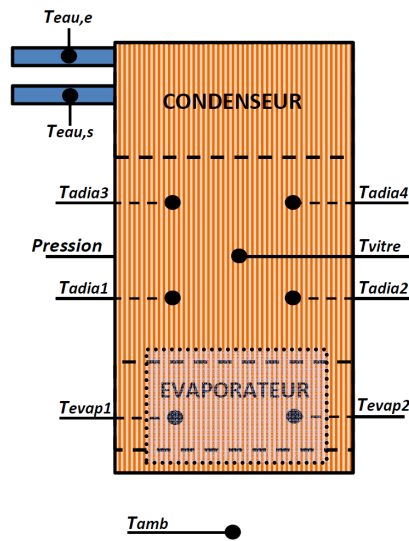


Figure 2 : Répartition des thermocouples et de la sonde de pression

Une caméra rapide Motionscope 8000S enregistre des images de la partie inférieure du PHP (zone grisée définie en pointillés sur la figure 2 : fenêtre rectangulaire de 96 mm de largeur – soient 8 coudes et demi – et 85 mm de hauteur). Dans un souci de compromis temps/vitesse d'enregistrement, la fréquence d'acquisition de la caméra a été fixée à 50 Hz.

Pour finir, les paramètres figés dans cette étude sont les suivants :

- fluide de travail : eau ; taux de remplissage : 50% (à 20°C environ) ;
- puissances appliquées à l'évaporateur : 50 – 75 – 100 – 200 – 300 W ;
- température de l'eau de refroidissement : entre 20°C et 30°C (selon la température interne de l'avion).

### 3. Résultats et discussion

L'expérience a consisté à appliquer trois puissances successives à l'évaporateur du caloduc oscillant pendant chaque séance de vol, tous les autres paramètres étant figés. Sur les deux vols, cinq puissances ont ainsi pu être testées, chacune étant soumise à une ou plusieurs séries de cinq paraboles successives. Ces paraboles amenaient à des cycles où se succèdent des phases de gravité augmentée (accélération proche de 1,8g), de microgravité et à nouveau de gravité augmentée (environ 1,6g), chaque phase durant environ 20 secondes. On peut voir deux exemples de ces cycles sur les courbes d'accélération des figures 3 et 6.

Dans la suite, seules deux puissances sont présentées et analysées ( $Q = 100$  et 300 W), leur comportement étant, pour ces deux cas et d'un point de vue strictement phénoménologique, représentatif de ce qui a pu être observé pour les trois autres puissances. Il est cependant à noter que le comportement hydraulique du fluide est radicalement différent entre les cas testés à basse puissance ( $Q \leq 100$  W), pour lesquels l'écoulement est plutôt de type bulles/bouchons, et le cas à plus haute puissance ( $Q = 300$  W) pour lequel l'écoulement semble répondre à un comportement de type annulaire. Le régime du fluide pour une puissance de 200 W semble quant à lui intermédiaire entre les deux cas précédents.

Il est finalement important de rajouter que l'**absence d'étanchéité totale entre les canaux du PHP et la vitre** amène à des comportements hydrauliques qui l'éloignent des caloducs oscillants classiques. Ces derniers étant généralement formés d'un unique tube enroulé, leur étanchéité inter-canal est assurée de par même leur constitution. Dans notre cas, une non-planéité et la rugosité des parois engendre une épaisseur entre les deux parties qui, aussi faible soit-elle, autorise une communication entre canaux ne serait-ce que par l'équilibre des pressions. Cela aura pour conséquence, on le verra par la suite, un assèchement direct du PHP en phase de microgravité en raison de l'uniformisation des pressions dans la zone évaporateur.

### 3.1. Pour une puissance appliquée de 100 W

Un exemple caractéristique de cycle de gravité est présenté sur la figure 3. On peut y voir les réponses en températures (moyennées dans chaque zone) et pression du caloduc oscillant conjointement à l'accélération (ramenée à la gravité terrestre) subie par l'avion en fonction du temps. Ces courbes seront analysées dans les paragraphes suivants parallèlement aux visualisations qui illustreront le comportement hydraulique du fluide lors des différentes phases de fonctionnement.

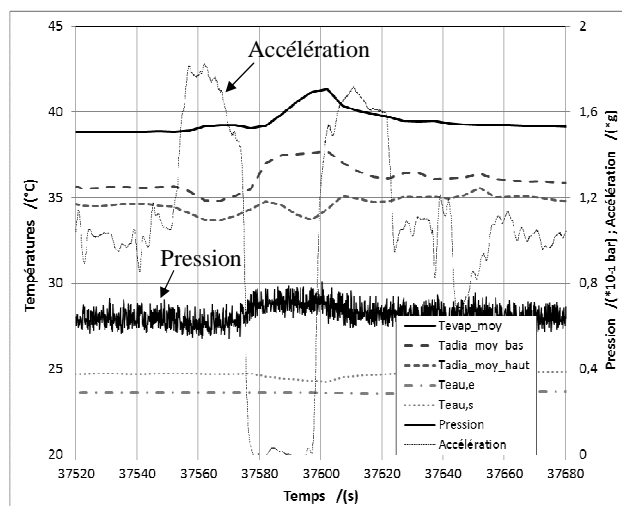


Figure 3 : Réponses en pression/températures du PHP soumis à un cycle de gravité ( $Q = 100 \text{ W}$ )

#### 3.1.1. Phases de microgravité

Sur les courbes de la figure 3, on peut voir, lors de la transition de phases de gravité augmentée à microgravité, que cette dernière est accompagnée par une augmentation de la température à l'évaporateur, ainsi que dans la zone adiabatique, pour les thermocouples situés au plus près de l'évaporateur. De même, la pression augmente puis atteint rapidement une phase qui, semble-t-il, est stabilisée, aux fluctuations près. La diminution des températures adiabatiques hautes et de sortie d'eau de refroidissement indiquent que la puissance transférée est moins grande dans cette phase que dans les deux autres.

Les images de la figure 4 illustrent les phénomènes qui se produisent lors du passage en phase de microgravité. On peut distinguer les interfaces séparant les bouchons liquides et les bulles de vapeur, les premiers étant plutôt situés en partie basse de l'évaporateur, les secondes en partie haute. De ce fait, l'écoulement est clairement de type bulle/bouchons, avec des déplacements d'amplitude variable selon les boucles, mais toujours inférieures à la longueur du PHP pour cette puissance.

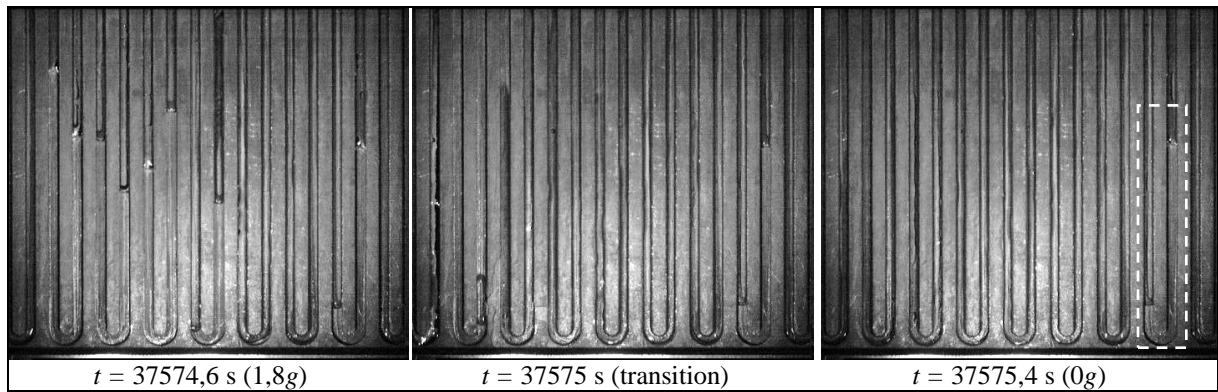


Figure 4 : Visualisations de l'assèchement du caloduc oscillant en microgravité ( $Q = 100 \text{ W}$ )

Sur les trois images de la figure 4, on peut d'ores et déjà constater que l'assèchement des canaux se fait sur une durée inférieure à 0,8 s, démontrant le caractère très rapide de ce phénomène. Rappelons que l'absence d'étanchéité totale entre canaux amène à une uniformisation en pression dans toute la zone asséchée, celle-ci augmentant au fur et à mesure de l'évaporation du liquide résiduel. Ainsi, l'absence de gravité et cette uniformisation en pression entraînent manifestement un assèchement très rapide de l'évaporateur. Notons pour finir qu'il reste un bouchon liquide coincé dans un canal (encadré de l'image de droite, figure 4). La mesure de la vitesse de diminution du volume de ce bouchon immobile (instantanée et moyenne jusqu'au départ du bouchon restant) indique une puissance d'évaporation moyenne de l'ordre de 24 W, relativement aux 100 W appliqués à l'évaporateur.

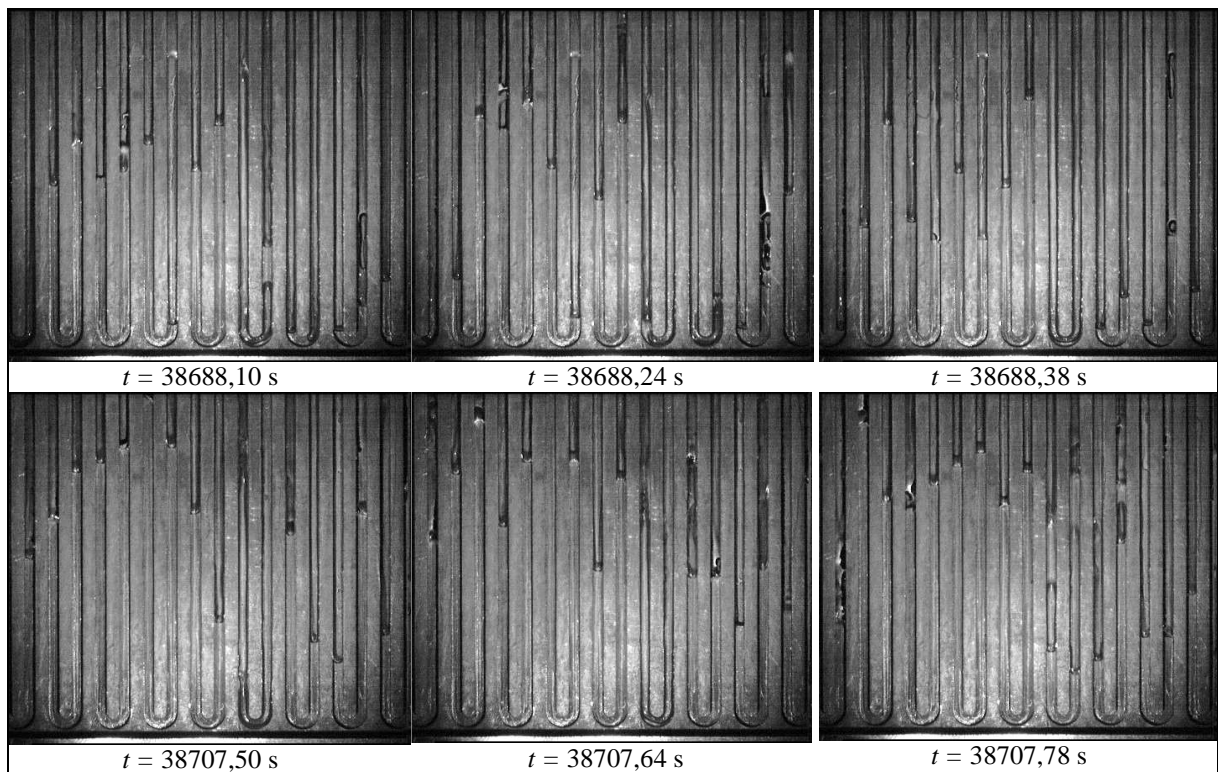


Figure 5 : Visualisations des écoulements ( $Q = 100 \text{ W}$  ; en haut : 1g ; en bas : 1,8g)

### 3.1.2. Phases de gravité augmentée

Sur la figure 3, il est remarquable de constater que la température de l'évaporateur augmente très légèrement lorsque le caloduc oscillant se trouve en phase de gravité augmentée. De même, les quatre températures de la zone adiabatique diminuent lors de cette

phase. Ainsi, dans ce régime bulles-bouchons où les amplitudes des oscillations sont inférieures à la longueur du caloduc oscillant, une augmentation de l'accélération de la pesanteur ne sera pas favorable au transfert de flux de masse, la gravité augmentée s'opposant à la remontée du liquide vers le condenseur dans le bilan local de quantité de mouvement.

Les images de la figure 5 présentent des positions d'interfaces liquide/vapeur sous gravité normale (en haut) et augmentée (en bas). Pour chaque cas les trois images successives sont séparées par un délai de 0,14 s. On a pu constater que les amplitudes des oscillations dans chaque boucle étaient globalement plus faibles sous gravité augmentée que sous gravité normale. En revanche la fréquence des oscillations semblait plus grande. Ce phénomène devra être traité ultérieurement par un traitement d'images approprié (étude en cours).

### 3.2. Pour une puissance appliquée de 300 W

Dans ce cas-ci, les réponses en températures et en pression du caloduc oscillant soumis à un cycle de gravité (figure 6) indiquent ici encore une augmentation de la pression et de la température à l'évaporateur lorsque l'on se situe en phase de microgravité. En revanche, ces dernières diminuent légèrement en phase de gravité augmentée, ce qui s'oppose aux observations effectuées pour une puissance de 100 W. Ce comportement sera expliqué par la différence de régime hydraulique pour cette puissance relativement à la précédente.

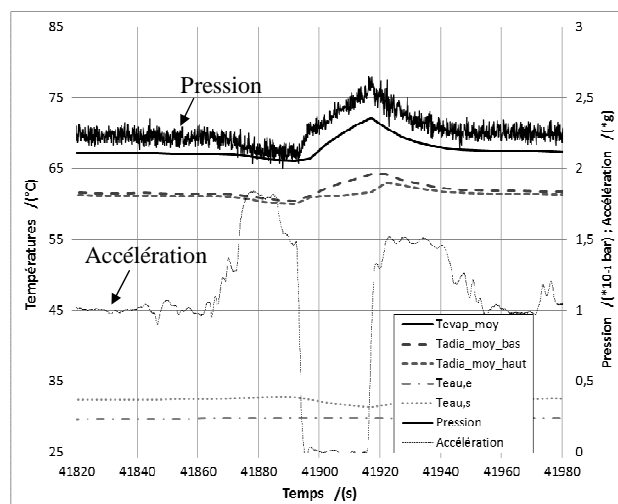


Figure 6 : Réponse en pression et températures du PHP soumis à un cycle de gravité ( $Q = 300 \text{ W}$ )

#### 3.2.1. Phases de gravité augmentée

Sur les trois images du haut de la figure 7 (visualisations sous gravité augmentée), force est de constater que l'écoulement du fluide n'est plus de type bulles/bouchons, mais plutôt annulaire, avec de très fortes perturbations du film liquide en raison des vitesses de la vapeur. En effet, la vitesse moyenne de vapeur évaporée, s'écoulant dans les canaux et nécessaire pour transférer une puissance de 300 W (à laquelle on aura retranché la conduction longitudinale), peut atteindre  $15 \text{ m.s}^{-1}$ , selon l'épaisseur de film liquide. Dans ce cas, le nombre de Weber (rapport entre forces d'inertie et de tension superficielle,  $We = \rho_v V_v D / \sigma$ ,  $D = 2 \text{ mm}$  étant pris ici comme le diamètre hydraulique des canaux) peut dépasser 1, ce qui peut expliquer les fortes perturbations du film liquide telles que visualisées sur la figure 7. Notons que le régime d'écoulement est très similaire pour des phases de gravité normale. En régime annulaire, la majeure partie du flux transféré se fait par chaleur latente d'évaporation, la vapeur remontant vers le condenseur et le liquide redescendant sous forme de film le long

des parois des canaux. La quasi-superposition des deux courbes de température de la zone adiabatique semble aller dans ce sens (figure 6), montrant que le transfert se fait, par chaleur latente, à température quasi-constante et proche de la saturation comme dans un caloduc classique. La gravité étant le moteur du retour du film liquide, cela va dans le sens d'une amélioration des transferts sous phase de gravité augmentée, selon la théorie de Nusselt : elle provoque un amincissement du film en partie condenseur, ce qui améliore la conductance dans cette zone, et assure une meilleure alimentation en liquide de l'évaporateur.

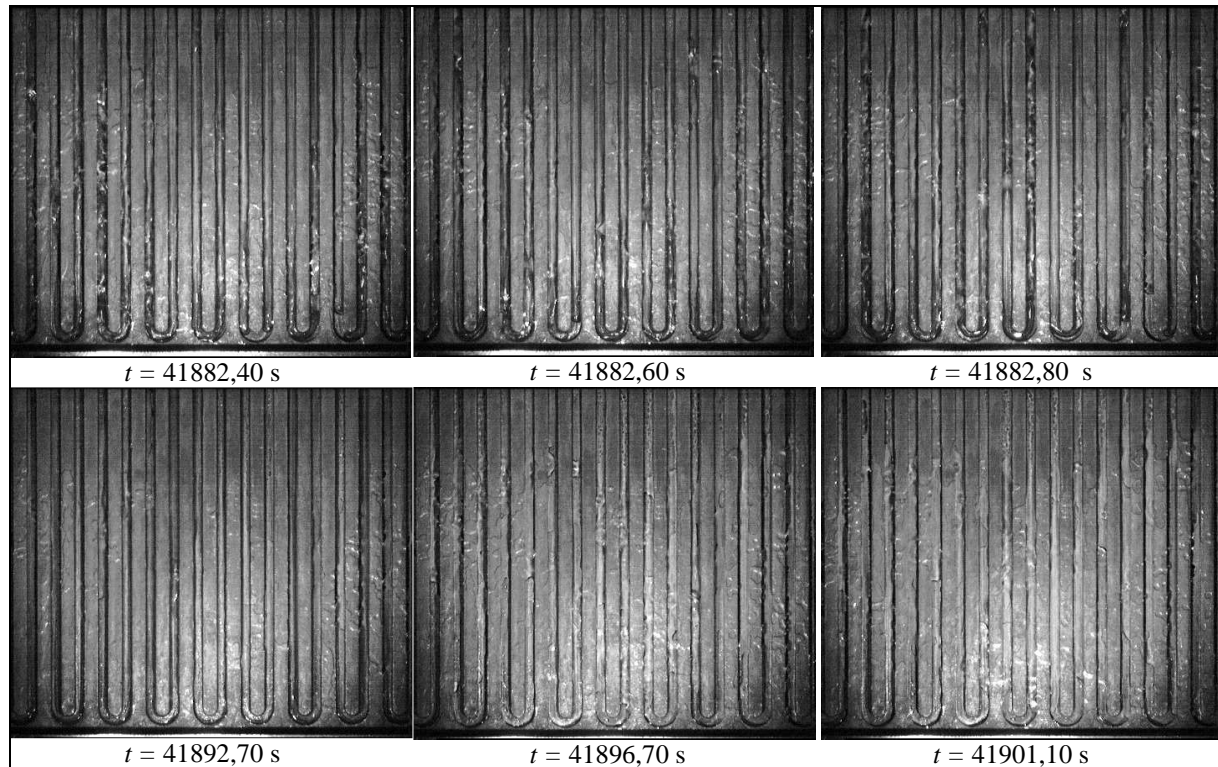


Figure 7 : Visualisations des écoulements ( $Q = 300 \text{ W}$  ; en haut :  $1,8g$  ; en bas : microgravité)

On peut aussi très bien distinguer des films liquides situés à l'interface entre les rainures et la vitre. Cette dernière s'écarte encore plus du bloc de cuivre en raison de la pression plus importante régnant au sein du fluide avec l'augmentation de la température à l'évaporateur (22600 Pa environ, contre 6400 Pa pour une puissance de 100 W). Ainsi, dans ce cas, il est très difficile de distinguer l'origine du film liquide et la part d'évaporation située dans les canaux et dans les passages inter-canaux.

### 3.2.2. Phases de microgravité

Sur les trois images du bas de la figure 7, on peut voir que l'assèchement n'est pas total comme c'était le cas pour 100 W (figure 4). La première image suit immédiatement le passage de gravité augmentée à microgravité. Les autres images suivent avec un délai d'environ 4 s entre chaque. On peut voir sur la première que, lors de l'assèchement, il reste du liquide entre les interfaces rainures/vitre. Ce dernier s'évapore donc et participe au refroidissement de l'évaporateur de telle sorte que l'échauffement  $-3^{\circ}\text{C}$  environ- provoqué par le passage en microgravité n'excède pas celui observé pour une puissance de 100 W. En revanche, on peut voir sur les images du milieu et de droite que, toujours sous phase de microgravité, de plus en plus de liquide se retrouve à l'intérieur des canaux. Pour l'instant, ceci s'explique par le fait que ce liquide présent dans l'interface rainures/vitre, est éjecté par la vapeur qui s'y évapore. Comme de plus en plus de liquide parvient dans les canaux avec le



temps, on peut imaginer que l'interface rainures/vitre se comporte comme un caloduc à pompage capillaire, permettant au liquide de retourner vers l'évaporateur par le biais de la pression capillaire (pour une épaisseur d'environ 0,1 mm entre les rainures et la vitre, le pompage capillaire est de l'ordre de 650 Pa).

## 4. Conclusion

Les expériences effectuées sur un caloduc oscillant testé en vol parabolique, avec visualisations des phénomènes hydrauliques, a permis quelques observations qui améliorent la compréhension de certains phénomènes qui s'y déroulent. Précisons que les résultats concernent un système qui se particularise par une absence d'étanchéité totale entre canaux. Cependant, il a pu être observé que, pour un écoulement de type bulles/bouchons, la microgravité s'accompagnait d'un assèchement de l'évaporateur, et la gravité augmentée n'était pas favorable à la remontée du liquide hors de l'évaporateur. En revanche, pour un écoulement de type annulaire, fortement perturbé ici, la gravité augmentée entraînait une amélioration des transferts par la diminution de l'épaisseur de film liquide au condenseur.

Il reste cependant à renouveler ces tests pour un caloduc oscillant dont les canaux seraient totalement étanches entre eux grâce à un joint plat appliqué entre les rainures et la vitre. La question du fonctionnement d'un caloduc oscillant en l'absence de gravité n'est à l'heure actuelle pas du tout réglée et nécessite un approfondissement pour répondre à la question de son utilisation en contexte spatial.

## Références

- [1] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll, P. Terdtoon, Closed loop pulsating heat pipes: Part a: parametric experimental investigation, *Appl. Therm. Eng.*, 23 (2003), 2009-2020.
- [2] S. Khandekar, A.P. Gautam, P.K. Sharma, Multiple quasi-steady states in a close loop pulsating heat pipe, *Int. J. of Therm. Sc.*, 48 (2009) 535-546.
- [3] G. Burban, A. Alexandre, V. Ayel, P. Lagonotte, Y. Bertin, C. Romestant, Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications, *Appl Therm. Eng.*, 50 (2013) 94-103.
- [4] P. Sakulchangsatjatai, N. Kalluang-Lue, P. Terdtoon, D.J. Room, Effect of geometrical sizes on maximum heat flux of a vertical closed-loop pulsating heat pipe, *Proc. 14<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf.* (Florianopolis, Brésil, 22-27 sept. 2007), 252-257.
- [5] V. Ayel, Y. Bertin, C. Romestant, G. Burban, *Proc. 15<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf.* (Clemson, USA, 25-30 avr. 2010).
- [6] H. Yang, S. Khandekar, M. Groll, Performances characteristics of pulsating heat pipes as integrated thermal spreaders, *Int. J. of Therm. Sc.*, 48 (2008) 815-824.
- [7] S. Lips, A. Bensalem, Y. Bertin, V. Ayel, C. Romestant, J. Bonjour, Experimental evidences of distinct heat transfer regimes in pulsating heat pipes, *Appl. Th. Eng.*, 30 (2010) 900-907.
- [8] J. Gu, M. Kawaji, R. Futumata, Effects of gravity on the performances of pulsating heat pipes, *J. Therm. and Heat Trans.*, 18 (2004) 370-378.

## Remerciements

Les auteurs remercient vivement N. Pillet du CNES et B. Verthier de Novespace pour leur soutien permanent tout au long du projet. Les auteurs remercient également M. Sluzarz, F. Toussaint et A. Plez, élèves de l'ENSMA ayant participé à ce projet de vol parabolique.