

Etude paramétrique de caloducs oscillants soumis ou non à la gravité

Vincent AYEL^{1,*}, Yves BERTIN¹, Cyril ROMESTANT¹, Ahlem BENSALÉM, Jocelyn BONJOUR²

¹Laboratoire d'Etudes Thermiques, UMR CNRS ENSMA 6608

1, avenue Clément Ader 86961 Futuroscope Chasseneuil Cedex

²CETHIL UMR5008 CNRS INSA-Lyon Univ. Lyon 1, Bât. Sadi Carnot,

INSA-Lyon, 20 av. A. Einstein, F-69621 VILLEURBANNE Cedex, France

* (auteur correspondant : vincent.ayel@let.ensma.fr)

Résumé - Dans cette étude expérimentale, deux caloducs oscillants aux dimensions identiques mais aux diamètres de tubes différents ont été testés afin de caractériser les paramètres influents sur leur fonctionnement et sur leurs performances globales. Sont particulièrement développés ici les résultats concernant les influences du fluide de travail (dont les propriétés thermophysiques caractéristiques du fonctionnement ne sont pas encore bien connues), de la puissance dissipée à l'évaporateur, de la température du fluide de refroidissement et de la position vis-à-vis de la gravité.

Nomenclature

c_p chaleur sensible, $J.kg^{-1}K^{-1}$

D diamètre, m

e épaisseur, m

h chaleur latente, $J.kg^{-1}$

L longueur, m

N nombre de boucles, -

P pression, Pa

Q puissance, W

R résistance thermique, $K.W^{-1}$

T température, K

Symboles grec

μ viscosité dynamique, $Pa.s$

ρ masse volumique, $kg.m^{-3}$

Indices et exposants

a adiabatique

e évaporateur

c condenseur

$cryo$ cryostat

l liquide

v vapeur

1. Introduction

Les caloducs oscillants (ou « Pulsating Heat Pipe », PHP), bien que très peu développés à l'heure actuelle, ont fait l'objet de nombreuses études expérimentales et tentatives de modélisation afin de les caractériser précisément [1-4]. Ils sont constitués d'un seul et unique tube, aux dimensions capillaires, enroulé sur lui-même entre une source chaude et une source froide 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 des forces capillaires créées à l'intérieur du tube. L'application d'un flux de chaleur au niveau de la source chaude va forcer les bulles de vapeur formées par évaporation à déplacer le fluide vers la source froide où les bulles vont se condenser et aussi offrir au liquide chaud la possibilité d'évacuer une part significative de la puissance transférée sous forme sensible.

De trop nombreux paramètres peuvent intervenir sur leur fonctionnement et empêchent à l'heure actuelle une bonne compréhension de ce type de système : influence du diamètre des tubes, du nombre de boucles, de la distance de transport, de la quantité et de la nature du fluide de travail, de la température de la source froide, de la puissance dissipée, de l'inclinaison, du bouclage ou non des tubes aux extrémités... [1-2] Le but de cette étude est donc d'offrir une analyse paramétrique expérimentale supplémentaire et pertinente sur les caloducs oscillants en s'appuyant sur des dispositifs expérimentaux rigoureux pour tenter de

distinguer les influences de différents facteurs (ici la nature du fluide, la température, l'inclinaison et aussi le diamètre des tubes) sur leurs performances globales.

2. Dispositifs expérimentaux

Deux exemplaires de caloducs oscillants aux dimensions extérieures identiques ont été construits à partir de tubes de cuivre de diamètres différents. Les caractéristiques géométriques et le schéma de principe sont résumés dans le tableau 1 et la figure 1 [3,4]. Les tubes ont été enroulés entre l'évaporateur et le condenseur et brasés sur les diffuseurs en cuivre de ces deux zones. Le nombre de boucles de chaque PHP a été déterminé en fonction de la place laissée disponible par le diamètre extérieur des tubes sur la largeur considérée. Une zone dite « adiabatique » existe entre l'évaporateur et le condenseur. Les deux dispositifs ont été munis d'axes de rotation permettant de modifier l'orientation. Trois angles ont donc été testés : 0° (horizontal), $+90^\circ$ (vertical favorable, c'est-à-dire évaporateur en dessous du condenseur) et -90° (vertical défavorable).

PHP	D (mm)	L_e (m)	L_a (m)	L_c (m)	l (m)	e (m)	N (-)
#1	1,2	0,18	0,19	0,2	0,122	0,025	40
#2	2,5	0,18	0,19	0,2	0,122	0,020	20

Tableau 1 : Dimensions caractéristiques des caloducs oscillants

Les deux bancs d'essais ont été instrumentés de la même manière. Neuf cartouches chauffantes ont été insérées dans le bloc de cuivre de chaque évaporateur. A l'opposé, chaque condenseur est traversé par un circuit de refroidissement eau-éthylène glycol alimenté par un cryothermostat permettant de maintenir la température du fluide de refroidissement à un niveau de consigne fixé (stabilisé à $\pm 0,1^\circ\text{C}$). De plus, l'évaporateur et la zone adiabatique de chaque PHP ont été isolés par deux épaisseurs d'isolant (laine de verre, $\lambda \approx 0,035 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ et laine de roche, $\lambda \approx 0,04 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$). Les pièces de fixation entre les caloducs oscillants et le bâti en aluminium ont été élaborées à partir d'Ertalon 4.6® ($\lambda \approx 0,3 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) pour limiter les fuites thermiques par conduction.

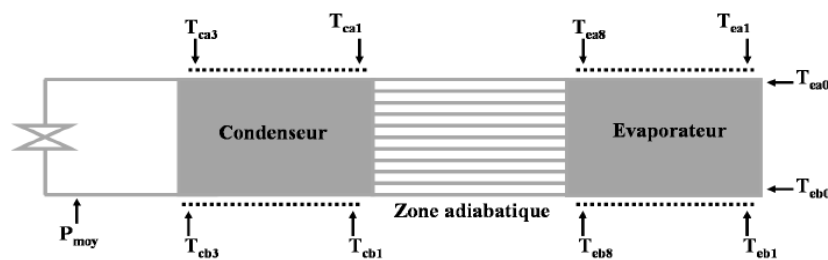


Figure 1 : Répartition des thermocouples sur les PHP

Les évaporateurs et condenseurs des deux PHP ont été munis de thermocouples gainés (type K, 1,5 mm) implantés en différents points de chaque composant (figure 1). Chaque évaporateur comporte 18 thermocouples (T_{ea0} à T_{ea8} , T_{eb0} à T_{eb8}) et chaque condenseur 6 thermocouples (T_{ca1} à T_{ca3} , T_{cb1} à T_{cb3}) tous insérés à 30 mm des bords. Il faut noter que ce sont les températures internes des blocs de cuivre qui sont mesurées, et non les températures des fluides de refroidissement ou des cartouches chauffantes. L'interface de communication avec les différents composants (thermocouples, alimentation électrique) a été développée à partir du logiciel Labview. La centrale d'acquisition est de type Agilent 34970A.

3. Résultats et discussion

Cette étude expérimentale déroulée pendant et à la suite de la thèse d'Ahlem Bensalem [3] a permis une caractérisation paramétrique très large du comportement thermique global des caloducs oscillants étudiés en fonction des principaux paramètres influents sur leur comportement. La place disponible ici nous a poussés à focaliser les résultats principalement sur l'influence des propriétés thermophysiques des fluides et de l'inclinaison des PHP.

3.1. Paramètres étudiés

Les résultats qui suivent présentent les performances globales des deux PHP en fonction des paramètres cités ci-dessus. Outre les évolutions des températures mesurées à l'évaporateur en fonction du temps, ce sera surtout leur résistance thermique R , définie ci-dessous, en fonction de la puissance totale appliquée à l'évaporateur Q qui sera présentée :

$$R = Q / (\bar{T}_e - T_{cryo}) \quad (1)$$

avec \bar{T}_e la température moyenne de l'évaporateur et T_{cryo} la température moyenne entrée-sortie du fluide de refroidissement. Les paramètres qui varient dans le cadre de cette étude sont : la puissance délivrée à l'évaporateur Q , la température du fluide de refroidissement T_{cryo} , le fluide de travail (acétone, eau, éthanol et n-pentane) et la position vis-à-vis de la gravité : horizontal et vertical favorable (plus vertical défavorable pour le cas de l'eau).

Les paramètres qui sont restés figés dans le cadre de cette étude sont : le diamètre des tubes ($D = 1,2$ mm pour le PHP N°1 et $D = 2,5$ mm pour le PHP N°2), les longueurs des différentes parties, le nombre de boucles, la configuration « non bouclée » (c'est-à-dire que les deux extrémités des tubes ne sont pas raccordées entre elles, n'autorisant pas une circulation unidirectionnelle du fluide le long du tube) et, pour finir, le taux de remplissage (fixé à 50% en volume à température ambiante pour chaque fluide). Ce dernier est un paramètre très important et dont le comportement thermique et hydraulique des PHP est extrêmement sensible. Il a été montré [1,3,4] que le taux optimal de remplissage se situait autour de 50%, les valeurs variant entre 40% et 70% selon les cas.

3.2. Influence de la nature du fluide de travail

Tout d'abord, on peut voir sur la figure 2 les évolutions de la résistance thermique du PHP N°2 ($D = 2,5$ mm, $N = 20$ boucles) en fonction de la puissance dissipée à l'évaporateur, pour les quatre fluides testés et pour quatre températures de refroidissement (entre 20°C et 80°C). On peut considérer cette résistance globale R comme une série de plusieurs résistances successives ; les résistances de conduction étant constantes, la modification de R est donc pilotée par la nature des transferts qui s'effectuent au sein des fluides.

On constate pour les quatre fluides que la résistance thermique décroît avec la puissance transférée. Cependant, deux comportements distincts semblent se dessiner à la vue de ces courbes : pour l'eau et l'éthanol, R décroît de façon quasi-monotone avec Q et aussi avec T_{cryo} ; pour l'acétone et le pentane, on observe aux faibles puissances des évolutions de R non monotones et non reproductibles, tandis qu'elles redeviennent monotones à l'identique des deux fluides précédents aux plus fortes puissances, sans distinction entre les quatre températures testées. Il semble qu'il se produise un changement de régime entre le comportement à basse puissance et à haute puissance pour ces deux derniers fluides. On peut aussi classer les fluides selon les performances obtenues. Les quatre courbes de la figure 2 étant à la même échelle, il s'avère que l'eau est le fluide le plus performant aux fortes

puissances, d'autant plus que T_{cryo} augmente : à 80°C, la résistance mesurée avec l'eau est inférieure à celle des trois autres fluides quelle que soit Q . Hormis pour cette température, c'est l'acétone (et le pentane à 20°C) qui est le plus performant aux plus faibles puissances avec l'évolution non monotone observée ci-dessus. Ces différences notoires de comportement entre les fluides nous ont poussés à engager une réflexion sur l'influence des propriétés thermophysiques qui sont les principales responsables des transferts de chaleur et de masse dans les tubes.

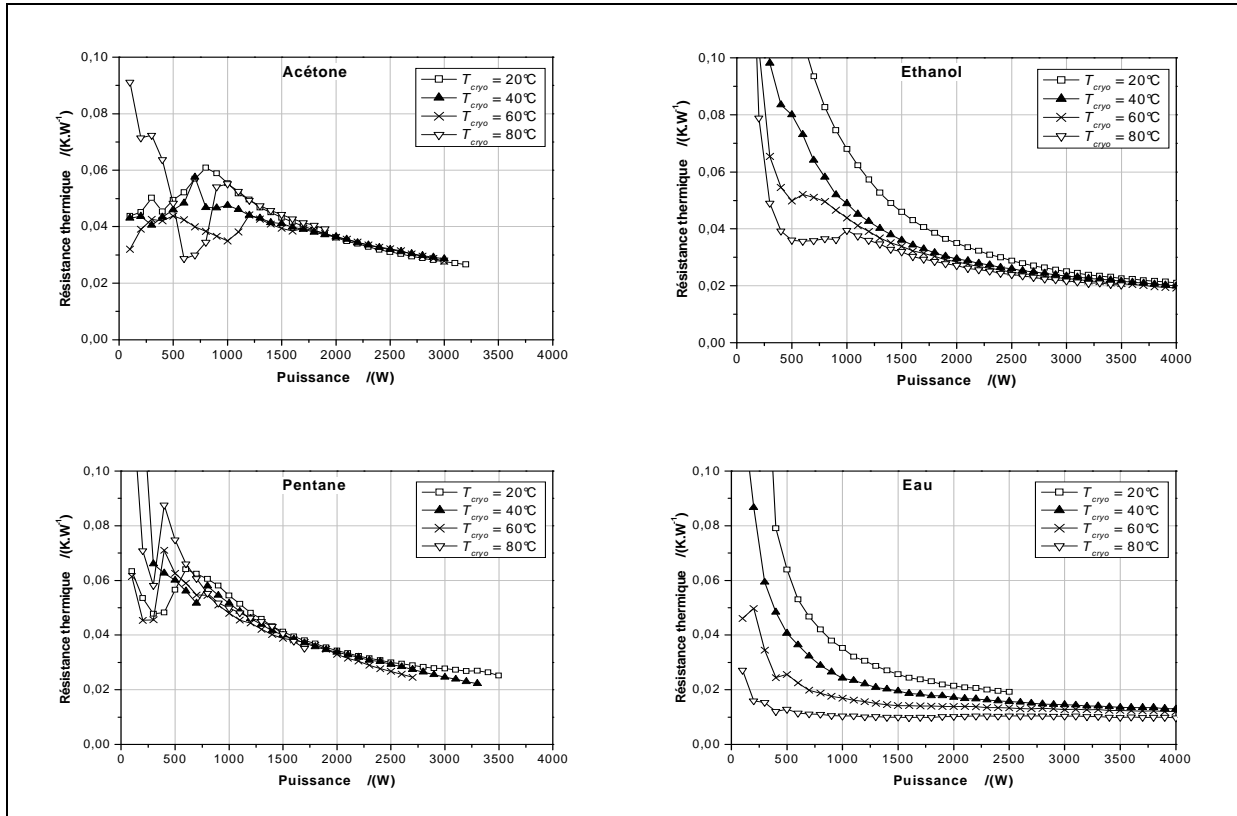


Figure 2 : Effet de T_{cryo} sur R (PHP N°2, $D = 2,5$ mm, horizontal)

Sur le tableau 2 sont comparées, pour les quatre fluides (à 20°C et 80°C), les valeurs des termes susceptibles d'être moteurs à l'écoulement (la variation de pression avec la température à saturation $(\partial P/\partial T)_{sat}$ et l'expansion volumique due à la formation de vapeur $(1/\rho_v h_{lv})$) ramenées à la viscosité liquide μ_l , ainsi que la chaleur latente h_{lv} et la chaleur sensible $\rho_l c p_l$ transportées par kg de vapeur et de liquide. Les parts respectives de chacun de ces termes ne sont malheureusement pas encore clairement identifiées pour expliquer les différences de performances entre les fluides (figure 2), surtout à basse puissance. Un nombre de mérite, tel que défini et utilisé pour les caloducs classiques, basé sur leur équation de fonctionnement mécanique n'est pas envisageable dans une telle configuration.

	Acétone		Ethanol		Pentane		Eau	
T (°C)	20	80	20	80	20	80	20	80
$(\partial P/\partial T)_{sat}/\mu_l$ (SI)	$5,1 \cdot 10^6$	$59,4 \cdot 10^6$	$0,5 \cdot 10^6$	$13,7 \cdot 10^6$	$10,2 \cdot 10^6$	$69,3 \cdot 10^6$	$0,2 \cdot 10^6$	$6,4 \cdot 10^6$
$1/\rho_v h_{lv} \mu_l$ (SI)	$8,8 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$7,8 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$22,8 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$
h_{lv} (kJ.kg ⁻¹)	552	495	1030	960	369	317	2538	2644
$\rho_l c p_l$ (J.m ⁻³ K ⁻¹)	$1,7 \cdot 10^6$	$1,8 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$	$2,2 \cdot 10^6$	$1,4 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$4,2 \cdot 10^6$	$4,1 \cdot 10^6$

Tableau 2 : Quelques valeurs de propriétés thermophysiques des fluides de travail

3.3. Influence de la position vis-à-vis de la gravité

Sur la figure 3, on peut voir l'influence de l'inclinaison sur les courbes de résistance thermique du PHP N°2. La comparaison a été effectuée avec la même température de refroidissement ($T_{cryo} = 40^{\circ}\text{C}$) pour les quatre fluides. Dans tous les cas, la position en gravité favorable améliore sensiblement les performances du caloduc oscillant par rapport à l'horizontale. Il est remarquable de constater que cette amélioration est importante aux basses puissances, tandis que les courbes sont quasiment superposées aux fortes puissances : le retour du liquide refroidi du condenseur vers l'évaporateur est, pour les faibles puissances, assisté par la gravité ; au contraire, pour les fortes puissances, les forces motrices liées à l'expansion-collaps des bulles deviennent prépondérantes puisque la différence entre les courbes est négligeable. Cependant, pour l'acétone et l'éthanol particulièrement, le changement de régime semble marqué par un saut brutal dans les courbes de fonctionnement.

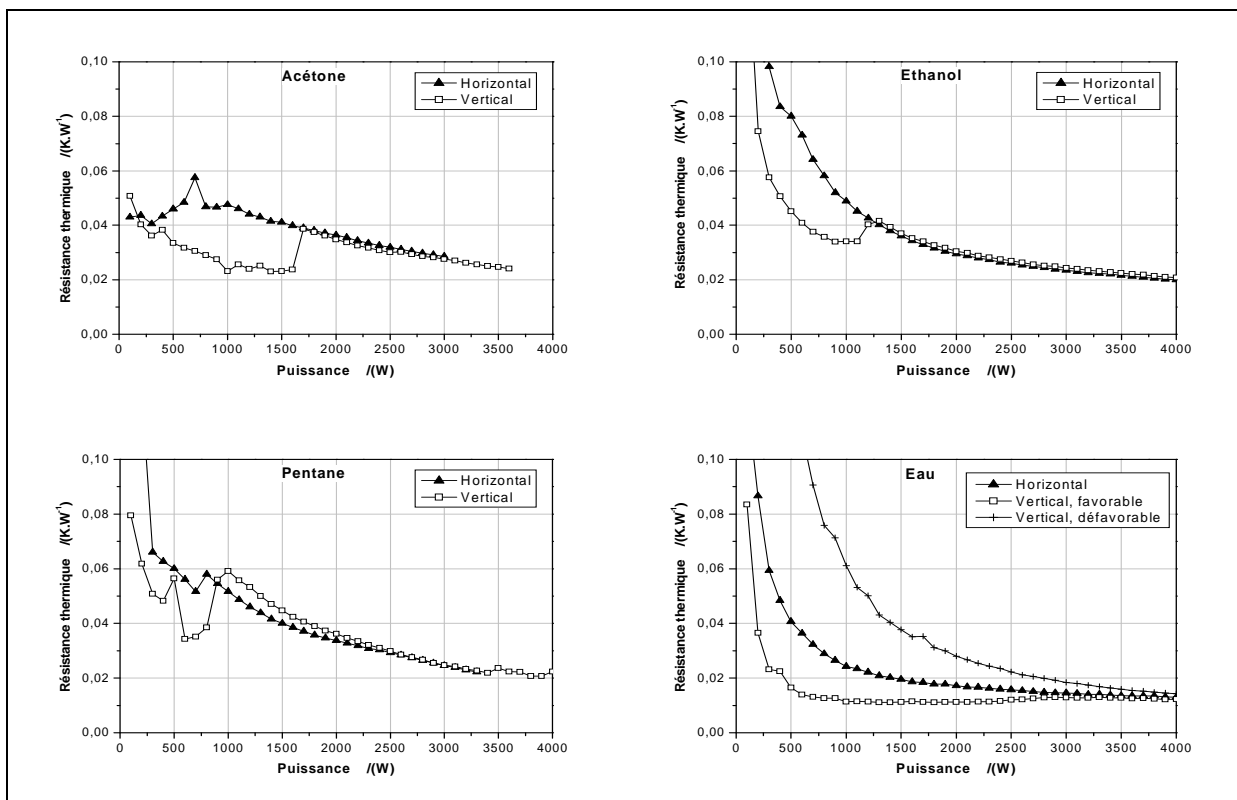


Figure 3 : Effet de l'inclinaison sur R (PHP N°2, $D = 2,5 \text{ mm}$, $T_{cryo} = 40^{\circ}\text{C}$)

Pour le cas de l'eau, les trois positions ont été testées pour les deux PHP ($D = 2,5 \text{ mm}$ - figure 3 et $D = 1,2 \text{ mm}$ - figure 4). De ces courbes on peut tirer plusieurs conclusions : d'abord que le diamètre des tubes joue un rôle fondamental sur les transferts de masse : tant que D est inférieur à un diamètre critique au-dessus duquel les forces capillaires ne compensent plus les différences de pressions entre les bulles de vapeur et bouchons liquides (entraînant la rupture des ménisques responsables de la séparation des phases), l'augmentation de ce dernier engendre une amélioration notable des performances en raison de la diminution des pertes de charge dues principalement à l'écoulement liquide ; ensuite, que l'influence de la gravité semble plus marquée pour le plus gros diamètre, en particulier pour la position verticale défavorable. Cependant, même dans ce cas, le rôle moteur du fluide a su contre la gravité sur la longueur totale du PHP et fonctionner malgré tout. On peut même voir sur la figure 3 que les courbes du caloduc testé avec de l'eau dans les trois positions se rejoignent aux plus fortes puissances. Pour finir, la figure 5 illustre un phénomène intéressant observé avec le pentane. Si, aux plus fortes puissances, les deux courbes de résistances sont très

proches (figure 3), le PHP a décroché pour une puissance de 3400 W en position horizontale et n'a pas décroché (jusqu'à 4000 W limité par l'expérience) en position verticale favorable. En revanche, on voit sur la figure 5 (vertical favorable) qu'à partir de cette même puissance se produit une brusque augmentation de l'amplitude des oscillations des températures de l'évaporateur qui semble confirmer une rupture partielle des ménisques, passant d'un régime d'écoulement en bulles de vapeur et bouchons de liquide à un régime annulaire dont l'écoulement ne peut être assuré que si le liquide est assisté par la gravité.

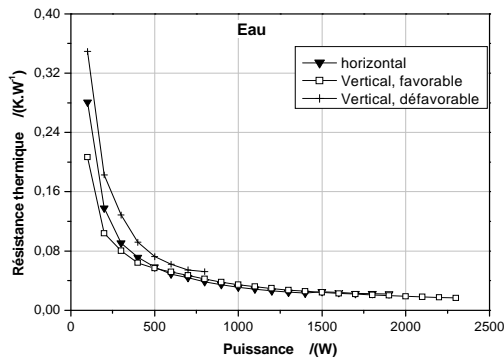


Figure 4 : Effet de l'inclinaison sur R (eau, PHP N°1, $D = 1,2 \text{ mm}$, $T_{\text{cryo}} = 40^\circ\text{C}$)

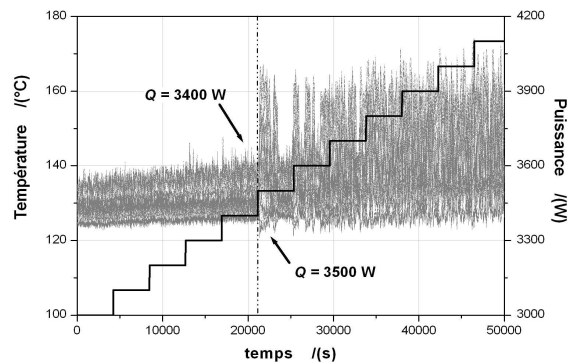


Figure 5 : Températures à l'évaporateur (n-pentane, PHP N°2, $D = 2,5 \text{ mm}$, vertical favorable)

4. Conclusion

Cette étude a eu pour but d'enrichir le panel des résultats d'expériences menées sur deux caloducs oscillants afin de compléter les connaissances relatives à leur fonctionnement. Si certains résultats n'ont fait que confirmer des tendances déjà largement admises (influence du diamètre de tube et de la gravité), d'autres ont ouvert des voies qui permettent d'appréhender de manière différente les transferts de chaleur et de masse d'un point à un autre (nature du fluide). On est encore loin d'une modélisation fidèle du fonctionnement thermohydraulique de ce type de système, mais les connaissances s'affinent quand à la manière dont les transferts se font. A l'heure actuelle, l'étude paramétrique est encore en cours et complétée par une étude de l'influence du taux de remplissage et du bouclage sur le fonctionnement des PHP.

Références

- [1] S. Khandekar, N. Dollinger, M. Groll, Understanding operational regimes of closed pulsating heat pipes: an experimental study, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 707-719.
- [2] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll, P. Terdtoon, Closed loop pulsating heat pipes, Part A: parametric experimental investigations, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 2009-2020.
- [3] A. Bensalem, Contribution à l'analyse du comportement de caloducs oscillants à finalité spatiale par voies expérimentale et numérique, thèse de l'Université de Poitiers, avril 2008.
- [4] A. Bensalem, C. Romestant, A. Alexandre, Y. Bertin, M. Lallemand, Etude expérimentale de caloduc oscillant, Congrès SFT 2007, Ile des Embiez, 29 Mai – 1° Juin 2007.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier le Centre National d'Etudes Spatiales pour sa participation aux travaux dans le cadre de la thèse d'Ahlem Bensalem et pour avoir mis à disposition le premier banc expérimental sur lequel ont été faites les expériences préliminaires à cette étude.