

# Modèle stationnaire 0D d'une boucle diphasique LHP couplé avec un calcul numérique 2D du condenseur

Filippo PAGNONI\*, Vincent AYEL, Yves BERTIN, Cyril ROMESTANT

Institut Pprime - CNRS – ENSMA – Université de Poitiers, UPR 3346, UPR 3346,  
1 av. Clément Ader – BP 40109 86961, Futuroscope - Chasseneuil Cedex, France

\*(auteur correspondant : filippo.pagnoni@etu.isae-ensma.fr)

**Résumé** - L'article se focalise sur le rôle du condenseur et son influence sur le comportement et les performances globales de boucles diphasiques LHP. Les résultats d'un modèle 0D du condenseur sont comparés à ceux d'un modèle numérique couplé avec un modèle 2D d'une plaque de faible épaisseur qui échange par conduction et convection. Les résultats montrent que les effets 2D ont un impact non négligeable sur les résultats, et que la simplification d'échangeur peut entraîner des divergences importantes sur la distribution des températures dans la boucle LHP.

## Nomenclature

$A$	surface, $m^2$	<i>Symboles grecs</i>	
$c$	constante, -	$\rho$	densité, $kg\ m^{-3}$
$c_p$	chaleur massique, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	$\theta$	angle, $rad$
$D, L$	diamètre / longueur, $m$	<i>Indices et exposants</i>	
$f$	coefficient de perte de charge, -	$amb$	ambient
$g$	accélération de pesanteur, $m\ s^{-2}$	$c, ev$	condensation, évaporateur
$h$	coefficient de transfert, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$	$E$	paroi évaporateur
$H$	élévation, $m$	$e$	extérieur
$k$	conductivité thermique, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$	$i$	entrée, intérieure ou index
$l_v$	chaleur latente de vaporisation, $J\ kg^{-1}$	$j$	élément de la plaque
$\dot{m}$	débit massique, $kg\ s^{-1}$	$l, v$	liquide / vapeur
$Nu$	nombre de Nusselt, -	$ll, lv$	ligne liquide / vapeur
$P$	pression, $Pa$	$o$	sortie
$Q$	puissance thermique, $W$	$p$	plaque
$q$	densité de flux de chaleur, $W\ m^{-2}$	$R$	réservoir
$R$	résistance thermique, $K\ W^{-1}$	$sat$	saturation
$s$	coordonnée axiale, $m$	$sc$	sous-refroidissement
$T$	température, $K$	$sink$	source froide
$U$	coefficient de transfert global, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$	$w$	paroi tube
$X$	qualité de la vapeur, -	$wall$	paroi évaporateur-réservoir

## 1. Introduction

Les *loop heat pipes* (LHP) sont des systèmes diphasiques passifs à pompage capillaire très efficaces pour refroidir des composants dissipatifs et évacuer des puissances de quelques centaines de watts sur de grandes distances [1]. De surcroît, leur nature entièrement passive et leur capacité à fonctionner sous des conditions défavorables font de ces systèmes des candidats potentiels très attractifs pour le contrôle thermique d'un nombre important d'applications : de la microélectronique [2] aux applications aérospatiales ou terrestres [3-4]. Les phénomènes complexes, concernant notamment les écoulements diphasiques internes aux LHP, représentent cependant un obstacle sérieux à leur modélisation fine et à une optimisation de leur architecture. Tandis que l'évaporateur a largement été étudié dans la

littérature, le condenseur a quant à lui été ramené à un rôle mineur et le plus souvent modélisé par des lois simples, basées sur l'utilisation de coefficients équivalents de transferts externes. De telles approches peuvent mener à une grande incertitude, en particulier là où il y a un manque de données sur la source froide disponible. Le but de cette étude est d'éclairer sur de telles divergences et de discuter du rôle du condenseur sur les performances globales de ces systèmes. Ainsi, un processus itératif a été mis en place : un modèle simplifié 0D de LHP, basé sur les équations d'équilibre thermique et fluide développées par Launay *et al.* [6], a servi de référence et sera présenté par la suite. Ce modèle a été testé avec deux représentations du condenseur : 0D et 2D. Les résultats des deux approches seront comparés.

## 2. Description des modèles

### 2.1 Modèle 0D de la LHP

Le modèle 0D de la boucle est développé à partir d'un réseau nodal thermique présenté en figure 1 et identique à celui introduit par Launay *et al.* [6]. L'idée repose sur l'écriture des équations bilan d'énergie pour chaque composant de la boucle couplées à un équilibre des pressions le long de la courbe de saturation du fluide en écoulement. Selon Launay *et al.* [6], les hypothèses suivantes sont introduites :

- La température du réservoir diphasique est homogène et constante ;
- L'écoulement est incompressible (ce qui se justifie d'autant en régime permanent) ;
- La surchauffe de la phase vapeur n'est pas considérée dans l'évaporateur ;
- La ligne vapeur est isotherme ;
- Le refroidissement de la vapeur surchauffée est donc négligé en entrée de condenseur ;
- La condensation est considérée isobare.

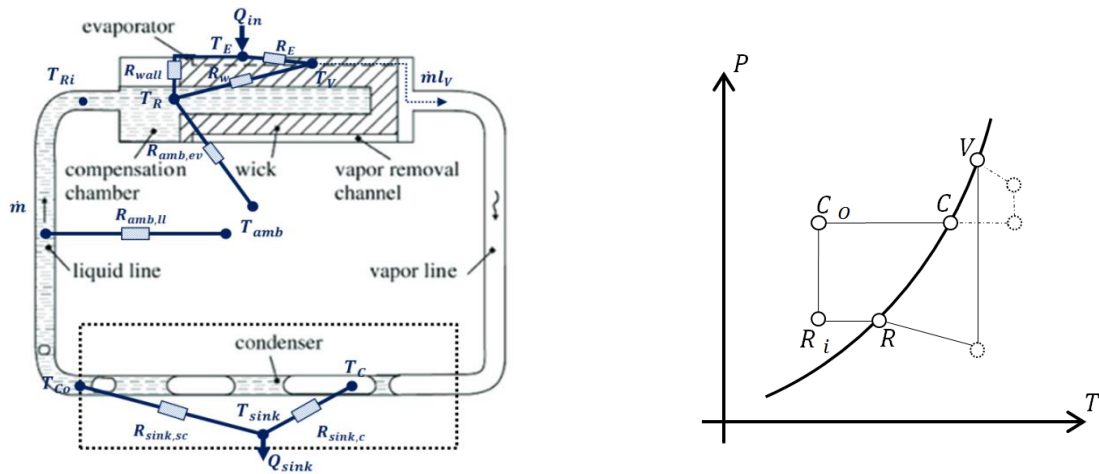


Figure 1 : Réseau nodal thermique de la boucle LHP (d'après [6], gauche) et cycle équivalent sur la courbe de saturation (droite).

Le système d'équations résultant du réseau de la figure 1 est décrit par la suite.

$$Q_{in} = \frac{T_E - T_V}{R_E} + \frac{T_E - T_R}{R_{wall}} \quad (1)$$

$$\frac{T_E - T_V}{R_E} = \frac{T_V - T_R}{R_w} + \dot{m}c_{p,l}(T_V - T_R) + \dot{m}l_v \quad (2)$$

$$\dot{m}c_{p,l}(T_R - T_{Ri}) = \frac{T_E - T_R}{R_{wall}} + \frac{T_V - T_R}{R_w} + \frac{T_{amb} - T_R}{R_{amb,ev}} \quad (3)$$

$$Q_{sink} = \dot{m}l_V + \dot{m}c_{p,l}(T_C - T_{Co}) \quad (4)$$

$$(T_{Ri} - T_{amb}) = (T_{Co} - T_{amb})e^{-\frac{U_{ll}\pi D_{i,ll}L_{ll}}{\dot{m}c_{p,l}}} \quad (5)$$

$$(T_V - T_C) = \left. \frac{\partial T}{\partial P} \right|_{sat} \frac{f_v L_{vl}}{2\rho_v D_{i,vl}} \left( \frac{4\dot{m}}{\pi D_{i,vl}^2} \right)^2 \quad (6)$$

$$(T_C - T_R) = \left. \frac{\partial T}{\partial P} \right|_{sat} \left( \frac{f_l L_{ll}}{2\rho_l D_{i,ll}} \left( \frac{4\dot{m}}{\pi D_{i,ll}^2} \right)^2 + \Delta P_{sink} - \rho_l g \Delta H \right) \quad (7)$$

Les trois premières équations concernent le bilan d'énergie à l'évaporateur ((1) et (2)), et au réservoir (3) : les termes  $R_E$ ,  $R_W$ ,  $R_{wall}$ ,  $R_{amb,ev}$  représentent respectivement les résistances thermiques associées à la surface de l'évaporateur (entre le bâti chauffé et le front d'évaporation dans le milieu poreux), à la conduction dans la mèche poreuse, au corps de l'évaporateur (flux conductif entre le bâti de l'évaporateur et le réservoir), et aux parois du réservoir (pertes thermiques au travers des parois vers l'environnement extérieur). Une analyse plus complète de ces résistances est disponible dans [6]. Les nœuds du réseau  $T_v$  et  $T_R$  correspondent aux points de saturation de l'écoulement diphasique du fluide au niveau du front d'évaporation dans la mèche poreuse, et à l'intérieur du réservoir. L'équation (4) représente le bilan d'énergie dans le condenseur, où le premier terme du membre de droite représente la chaleur latente de condensation, et le deuxième la chaleur sensible liée au sous-refroidissement du liquide entre  $T_C$  et  $T_{Co}$  (sortie du condenseur). L'équation (5) évalue les échanges thermiques entre le fluide et l'air ambiant le long de la ligne liquide. Le transfert est piloté par un coefficient globale d'échange  $U_{ll}$  rapporté à la surface intérieure du tube :

$$U_{ll} = \left( 1/h_i + D_{i,l} \ln(D_{e,l}/D_{i,l}) / 2k_{tube,ll} + D_{i,l}/h_{amb} D_{e,l} \right)^{-1} \quad (8)$$

Le coefficient de transfert  $h_i$  est estimé en prenant  $Nu = 4,36$  si l'écoulement est laminaire, et à partir de la corrélation de Gniélini dans le cas contraire. Finalement, les équations (6) et (7) représentent la condition de cohérence thermodynamique pour les trois points à saturation ( $T_V$ ,  $T_R$  et  $T_C$ ) ; les différences de températures et pressions sont reliées par la pente de la courbe de saturation du fluide, estimée par la relation de Clausius-Clapeyron. Concernant les différences de pression associées aux pertes de charge, le coefficient de frottement  $f$  vaut  $64/Re_{D,l}$  pour un écoulement laminaire, ou est estimé à partir de la corrélation de Pethukov pour un écoulement turbulent. Le dernier terme de droite de l'équation (7) correspond à la perte de charge hydrostatique.

Afin de pouvoir résoudre le système (1)-(7), l'équation (4) est réécrite pour que la zone de sous-refroidissement du liquide soit gérée pour la température  $T_{Co}$  (équation (5)) :

$$T_{Co} = T_{sink} + (T_C - T_{sink})e^{-\frac{U_{Cl}\pi D_{i,ll}L_{sc}}{\dot{m}c_{p,l}}} \quad (9)$$

Le coefficient  $U_{Cl}$  est estimé comme dans (8) ; la longueur de sous-refroidissement  $L_{sc}$  est calculée en retranchant la longueur de condensation  $\eta_C$  à celle totale du condenseur  $L_{sink}$  :

$$L_{sc} = L_{sink} - \eta_C = L_{sink} - \frac{\dot{m}l_V}{T_C - T_{sink}} \left( \frac{1}{h_c \pi D_{v,i}} + \frac{1}{\theta k_{tube,vl}} \ln \left( \frac{D_{v,e}}{D_{v,i}} \right) + \frac{1}{h_{sink} c^* D_{v,e}} \right) \quad (10)$$

Le coefficient d'échange par condensation  $h_c$  est évalué par la corrélation de Dobson-Chato considérant des tubes horizontaux et pour les gammes de vitesses vapeur en question.

Considérant que la source froide est une plaque sur laquelle est brasé un tube aux multiples allers-retours (voir figure 2 de gauche), dans une modélisation 0D, nous devons définir un facteur multiplicateur de  $D_{v,e}$ ,  $c^*$ , qui définit la région de la plaque froide directement influencée par la présence du tube (par diffusion). Dans notre cas,  $c^*$  a été choisi afin de conserver la surface totale étendue de la plaque. Dans l'équation (10), l'angle  $\theta$  représente la portion angulaire effective du tube qui échange avec la plaque. Pour cette analyse, cet angle a été défini à  $2\pi$  dès lors que le matériau de brasure est supposé augmenter la surface de contact entre le tube et la plaque, comme indiqué sur la figure 2 de droite.

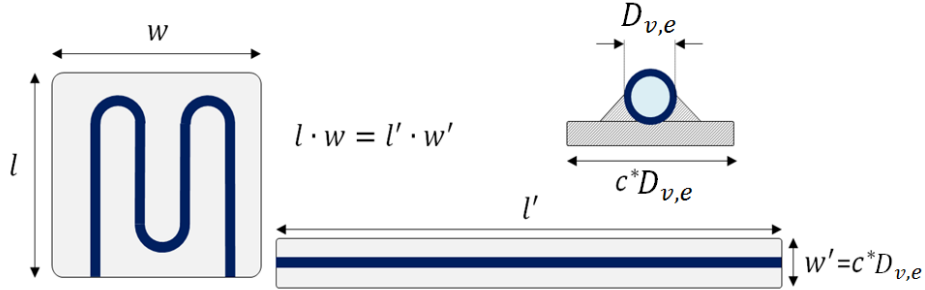


Figure 2 : Géométrie de la source froide: réelle (gauche) et approximée (droite).

Le système d'équations (1) à (7) est un système indéterminé de 7 équations à 8 inconnues. Cependant, en remplaçant (4) par (9), avec la longueur de condensation  $\eta_c$  définie en (10), il devient possible de fermer et résoudre le problème. Le système d'équations non-linéaires, dépendant des températures des nœuds et du débit massique, a été implémenté dans le logiciel MATLAB® et résolu par le formalisme de la fonction *fsolve*, qui utilise l'algorithme *Trust Region Dogleg*. Les propriétés thermophysiques du fluide sont fonctions de la température.

## 2.2 Modèle 2D du condenseur

Le modèle du condenseur consiste en une procédure itérative à deux étapes: l'étude des écoulements dans le tube est couplée à la conduction thermique dans la plaque soumise à une condition limite de convection avec la source froide ( $h_{sink}$ ,  $T_{sink}$ ). Les hypothèses principales pour l'étude de l'écoulement interne au condenseur sont :

- la vapeur est saturante en entrée (refroidissement de la vapeur négligé);
- on néglige les pertes de charge singulières liées à la présence des coudes ;
- le problème est considéré 1D au vu de la longueur du tube.

L'évolution de l'écoulement de condensation est représentée par la fraction massique de vapeur  $X(s) = \dot{m}_v/\dot{m}$  qui dépend localement des échanges entre le fluide et le tuyau :

$$dX/ds = h_c(s)\pi D_{v,i} (T_c(s) - T_{w,i}(s)) / \dot{m} l_v \quad (11)$$

Où  $s$  est la coordonnée axiale et  $T_{w,i}$  la température à la paroi interne du tube. Le coefficient d'échange local de condensation, influencé par la gravité, est calculé par la corrélation de Dobson-Chato (1998) en utilisant l'approximation de Jaster et Kosky et le modèle de Zivi pour la fraction de vide ; plus de détails sont disponibles dans [7]. Pour la région de sous-refroidissement, la corrélation de Shah et London (1978) a été utilisée pour un écoulement non établi [8]. Concernant les pertes de charges, les contributions inertielles, statiques et visqueuses sont considérées dans (12). Au sein de la région diphasique, la contribution visqueuse a été évaluée par la corrélation de Friedel alors que les considérations prises au paragraphe 2.1 sont maintenues pour le sous-refroidissement.

$$\frac{dP_{tot}}{ds} = \frac{dP_{momentum}}{ds} + \frac{dP_{viscous}}{ds} + \frac{dP_{static}}{ds} \quad (12)$$

En fixant les conditions aux limites  $X(0)$ ,  $T_c(0)$  et  $\dot{m}$ , les équations (11) et (12) permettent d'évaluer la température et la distribution de pression de l'écoulement le long du condenseur. La plaque du condenseur est soumise à une condition aux limites de type convective sur une face (l'autre étant isolée). La plaque a été discrétisée avec un maillage 2D où un bilan d'énergie a été fait sur chaque élément  $j$  à l'aide des différences finies :

$$\frac{\partial^2 T_{p,j}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{p,j}}{\partial y^2} + \frac{q_j}{k_p} = 0 \quad (13)$$

La taille du maillage a été optimisée afin de minimiser le temps de calcul en maintenant une erreur relative acceptable ( $\sim 10^{-8}$ ). La densité de flux de chaleur  $q_j$  comprend la condition aux limites convective, un terme supplémentaire  $q_{w,j}$  pour les éléments au-dessous du tube représente les échanges thermiques entre les deux.

$$q_j = h_{sink}(T_{p,j} - T_{sink}) + q_{w,j} \begin{cases} q_{w,j} \neq 0 & \text{si l'élément } j \text{ est sous le tube} \\ q_{w,j} = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (14)$$

### 2.3 Problème de couplage, procédure itérative et critère de convergence.

Le couplage des deux sous-problèmes consiste en une procédure itérative où les évolutions dans l'écoulement, dépendantes de la température de paroi interne du tube, sont réduites à un flux équivalent sur certains éléments de la plaque. En injectant (14) dans (13), le problème est fermé et peut être résolu. La température résultant de ce calcul pourra être comparée avec la température de paroi externe du tube  $T_{w,e}$ . Le critère de convergence est vérifié pour une différence de température ( $T_{w,e} - \bar{T}_p$ ) inférieure à  $0,1^\circ\text{C}$ .

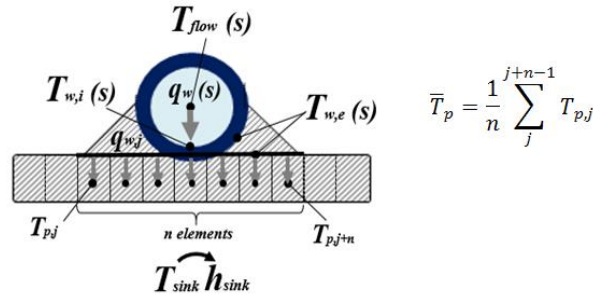


Figure 3: Coupe du condenseur et de sa plaque avec les températures et densité de flux définies.

## 3. Résultats

### 3.1 Validation du modèle 0D de la LHP

Le modèle 0D décrit dans le paragraphe 2.1 a été comparé avec les résultats expérimentaux de *Hodot et al.* [9]. La boucle est munie d'un évaporateur cylindrique, un condenseur plat avec le tube brasé sur un côté, et du méthanol comme fluide de travail. Le tableau 1 contient les caractéristiques géométriques principales de cette boucle. Le modèle 0D a été testé avec deux configurations différentes :  $\underline{M}_{OD}$ , avec le condenseur approximé comme dans (9) ; et  $\underline{M}_{c,OD}$ , avec la température  $T_{Co}$  imposée.

*Hodot et al.* [9] a aussi fourni des valeurs estimées expérimentalement des conductances entre la paroi extérieure du tube et la plaque, ainsi qu'entre la plaque et la source froide. Ces valeurs peuvent être combinées entre elles pour donner un coefficient  $h_{sink}$  à implémenter sur

le modèle  $M_{,0D}$ , dans l'équation (10). Les résistances thermiques  $R_E$  et  $R_{wick}$  sont données, en revanche  $R_{wall}$  a été estimée à partir de ses propres résultats. Les résultats sont représentés dans la figure 4. Le modèle approximé du condenseur mène à des différences importantes sur  $T_{Co}$ , provoquant une diminution de  $T_E$  et  $T_R$  jusqu'à 8°C pour les hautes puissances. En revanche, en imposant  $T_{Co}$  au modèle 0D, la solution est améliorée:  $T_E$  et  $T_R$  sont fidèles aux points expérimentaux, néanmoins  $T_R$  laisse paraître une différence aux haute puissances, probablement due à l'hypothèse que  $R_E$  et  $R_{wall}$  sont constantes [9].

	Matériau	$D_e$ [mm]	$D_i$ [mm]	Longueur [mm]	Autres
Evaporateur	Cuivre	13	10	30	$R_E = 0,06 \text{ KW}^{-1}$
Mèche poreuse	Nickel	10	2	30	$R_{wick} = 1,2 \text{ KW}^{-1}$
Réservoir	Acier inox	13	12	30	$R_{wall} \sim 1,1 \text{ KW}^{-1}$
Lignes liq./vap.	Cuivre	2.4	2	640/600	-
Condenseur	Cuivre	2.4	2	600	$100 \times 80 \times 2 \text{ mm}^3$

Tableau 1: Données géométriques de la boucle LHP de Hodot et al. [9].

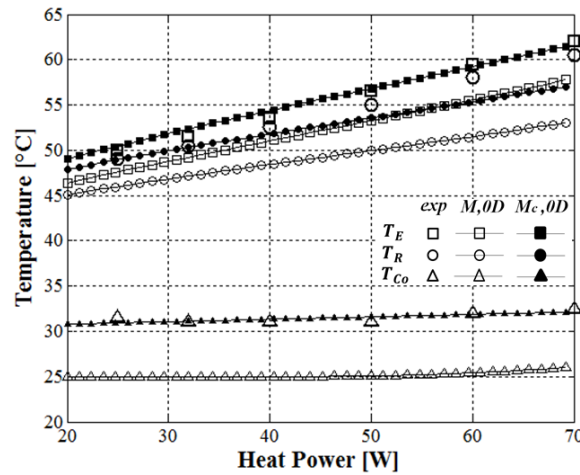


Figure 4 : Validation du modèle 0D : comparaison des résultats expérimentaux d'Hodot et al. [9] avec le modèle de LHP pour les deux configurations présentées.

### 3.2 Effets du modèle 2D du condenseur sur les performances de la boucle

Pour montrer les effets 2D dans le condenseur sur les performances d'une LHP, celle présentée dans le paragraphe précédent a été couplée avec deux condenseurs de géométries différentes : l'un similaire à celui d'Hodot et al. [9],  $HS_1$  ; l'autre,  $HS_2$ , avec des tubes de même longueur, la même surface de plaque  $A_p$  mais un rapport  $Y/X$  différent (cf. figure 5 de gauche). Le cuivre a été envisagé pour ces deux condenseurs. Une paroi de l'échangeur est isolée et l'autre est soumise aux conditions limites :  $T_{sink} = 25^\circ\text{C}$  et  $h_{sink} = 200 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Pour chaque échangeur, deux calculs ont été effectués, incluant le modèle 0D de la LHP aux deux modèles de condenseur, le modèle 0D ( $LHP-0D$ ) et le modèle 2D ( $LHP-0/2D$ ).

La figure 5 (droite) montre les différences entre les températures selon les géométries d'échangeur et le modèle choisi. Pour le modèle  $LHP-0D$  les deux géométries sont équivalentes (surface  $A_p$  et longueur des tubes conservées). Cependant, les résultats du modèle  $LHP-0/2D$  montrent que la forme du condenseur a un impact non négligeable sur les températures. Les conséquences sur  $T_E$  sont importantes puisque directement tributaires de  $T_{Co}$ . La figure 6 (gauche) représente pour chaque calcul les différentes longueurs diphasiques dans le condenseur : ici encore le modèle 0D du condenseur semble inapproprié. La figure 6 (droite) représente la perte de pression dans le condenseur en fonction de la puissance : on voit qu'elle n'a pas d'influence sur les températures de la boucle (influence maximale  $< 0,5^\circ\text{C}$

sur  $T_E$  et  $T_R$ ). Néanmoins, la chute de pression calculée dans la région de condensation est bien plus importante que celle du liquide dans la région sous-refroidie.

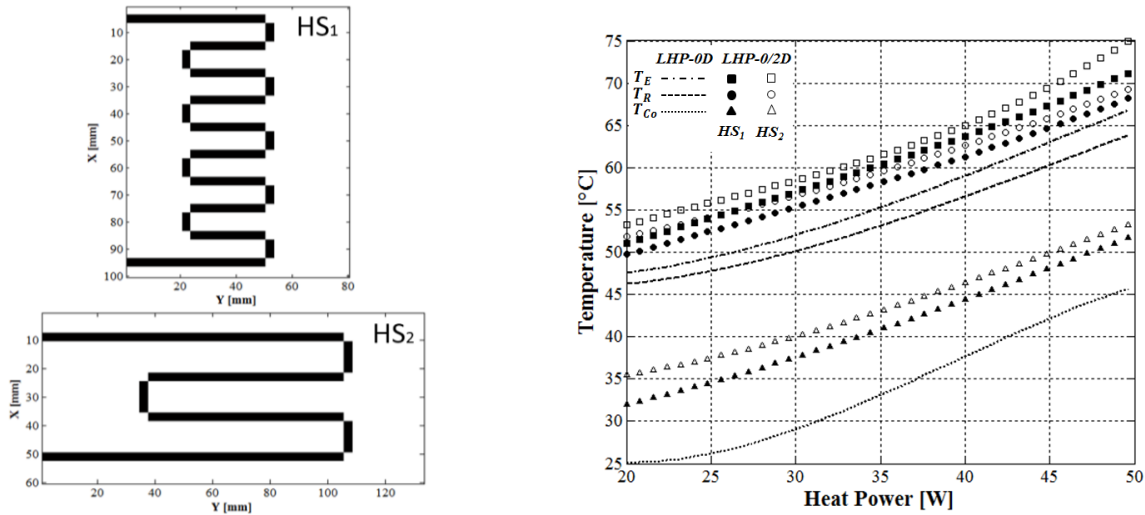


Figure 5: Géométries du condenseur:  $L=0.38$  m,  $A_p=0.08$  m<sup>2</sup>,  $D_i=2$  mm,  $D_e=2.4$  mm, plaque de 2 mm d'épaisseur,  $HS_1$ :  $Y/X=0.8$  et  $HS_2$ :  $Y/X\sim 2.22$  (gauche); influence du modèle du condenseur sur les températures de la LHP pour deux géométries différentes et différentes puissances (droite).

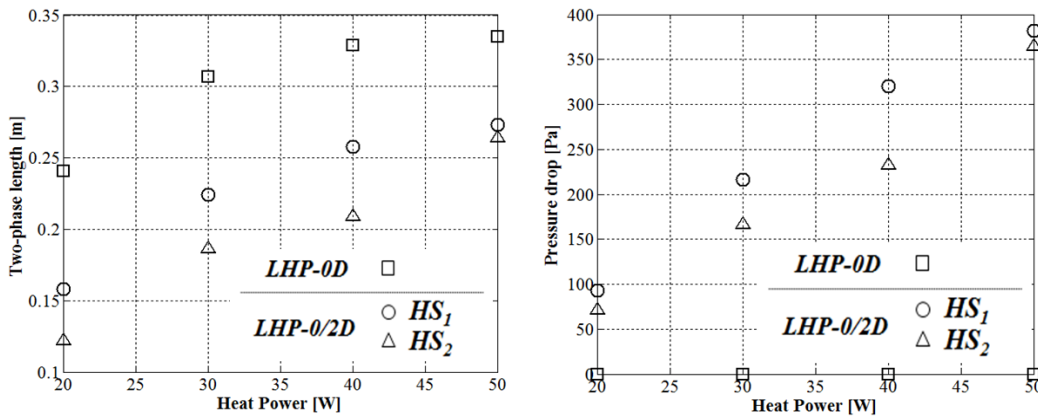


Figure 6: Longueurs diphasiques (gauche) et chutes de pression (droite) dans le condenseur.

Un résultat particulièrement intéressant a été trouvé en comparant les deux géométries  $HS_1$  et  $HS_2$  à faible puissance  $Q_{in}$  en utilisant le modèle LHP-0/2D (figure 7). Les cercles en pointillés mettent en évidence les régions de sortie des tubes. Avec  $HS_2$ , il y a une interaction thermique entre les tubes d'entrée et de sortie due à leur proximité. Cet effet a été observé en cas de faible puissance appliquée ainsi que pour une conductivité thermique de la plaque élevée et une faible valeur de  $h_{sink}$ .

## 4 Conclusion

Un modèle de loop heat pipe est présenté dans cet article. Une analyse numérique au condenseur montre qu'une modélisation grossière peut affecter les niveaux de température de la boucle. Il a été observé aussi que les pertes de pression dans le condenseur jouent un rôle mineur par rapport aux échanges thermiques diffusifs 2D dans la plaque. Cependant, cette analyse a été limitée à un seul diamètre et une seule longueur de tube au condenseur. Au final, la comparaison entre deux arrangements différents des tubes sur la plaque suggère qu'avec des matériaux très conducteurs et des coefficients  $h_{sink}$  limités (type air en convection naturelle ou forcée), le gradient thermique sur la plaque peut influencer la température du liquide sous-refroidi à la sortie du condenseur et, par conséquent, le reste de la boucle.



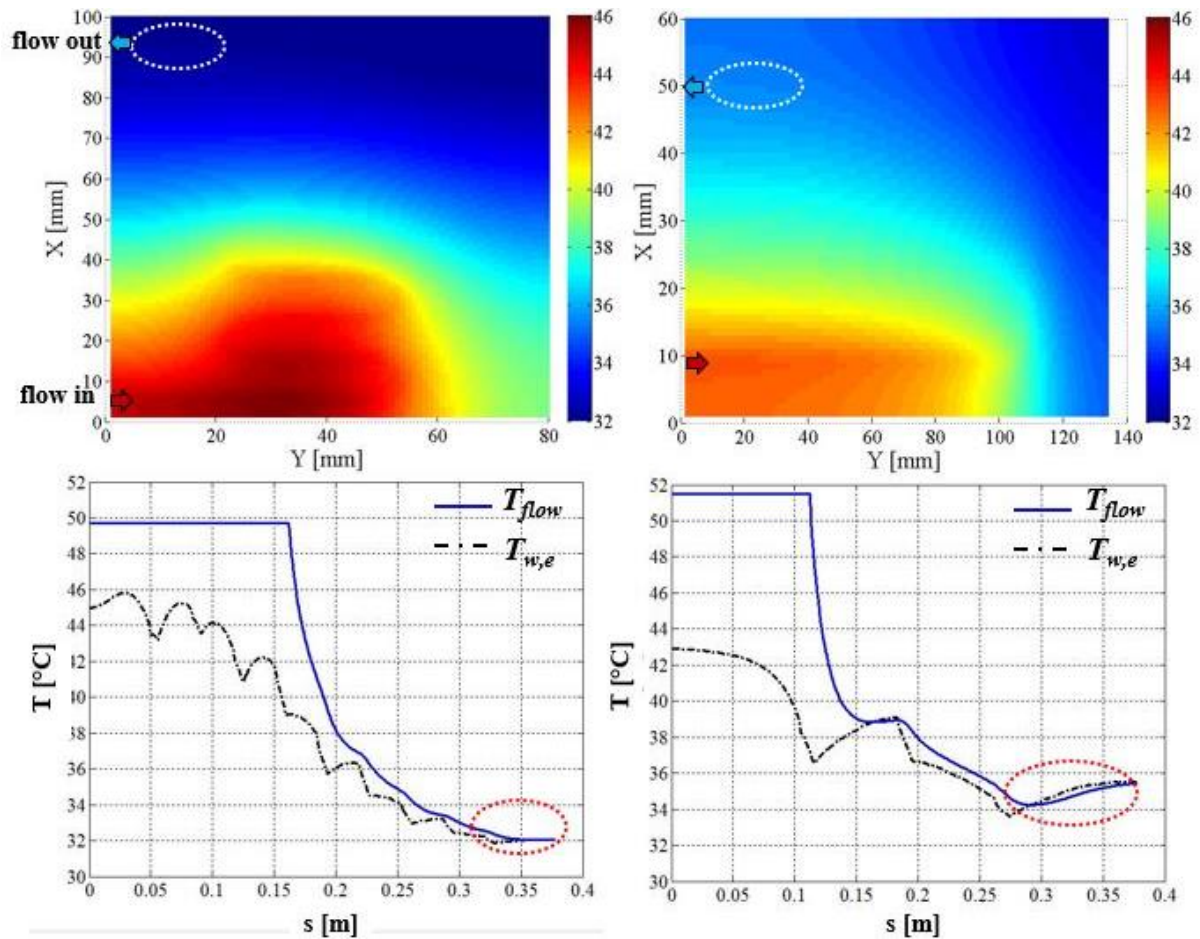


Figure 8: Cartographie de la température de la plaque (haut) ; température d'écoulement  $T_{flow}$  et de la paroi extérieure du tube  $T_{w,e}$  (bas). Calcul LHP-0/2D avec HS1 (gauche), HS2 (droite) ( $Q_{in}=20W$ ).

## Références

- [1] Yu F. Maydanik, "Loop heat pipes", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25 (2005) 635-657.
- [2] S. Khairnasov, A. Naumova, "Heat pipes application in electronics thermal control systems", *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, Vol. 6, No. 6 (2015).
- [3] J. R. Hartensine, W. G. Anderson, R. Bonner, "Titanium Loop Heat Pipes for Space Nuclear Power Systems", *AIP Conference Proceedings* 969, 44 (2008).
- [4] N. Blet, B. Yves, V. Ayel, C. Roomestant, V. Platel, "Experimental analysis of a capillary pumped loop for terrestrial applications with several evaporators in parallel", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 93, (2016) 1304-1312.
- [5] B. Siedel, V. Sartre, F. Lefèvre, "Literature review: Steady-state modelling of loop heat pipes", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, (2015) 709-723.
- [6] S. Launay, V. Sartre, J. Bonjour, "Analytical Model for Characterization of Loop Heat Pipes", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 22, No. 4 (2008).
- [7] H. Zhang, X. Fang, H. Shang, W. Chen, "Flow condensation heat transfer correlations in horizontal channels", *International journal of refrigeration*, Vol. 59, (2015), 102-114.
- [8] S.H. Hong, P.S. Hrnjak, "Heat transfer in thermally developing flow of fluids with high Prantdl numbers preceding and following U-bend", *Air Conditioning and Refrigeration Center ACRC CR24*, University of Illinois, Urbana, (217) 333-3115 (1999).
- [9] R. Hodot, V. Sartre, F. Lefèvre, "Modeling and Experimental Tests of a Loop Heat Pipe for Aerospace Application", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.30, No. 1, (2016).