

Simulation du fonctionnement d'une boucle de fluide à pompage capillaire dans un système embarqué.

Stéphane LAUNAY¹, Valérie SARTRE¹, Jocelyn BONJOUR^{1*}

¹Centre de Thermique de Lyon (CETHIL) UMR 5008 CNRS-INSA-UCBL
INSA-Lyon, Bât. Sadi Carnot, F-69621 Villeurbanne Cedex

* (auteur correspondant : jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr)

Résumé - Les boucles de fluide à pompage capillaire sont des systèmes prometteurs pour le refroidissement de l'électronique. Dans la présente étude, un modèle de boucle en régime permanent a été développé, pour étudier les effets de la gravité sur son comportement thermique. Ce modèle, de type nodal, est basé sur les équations de bilan de chaque composant de la boucle. Les simulations, effectuées pour une boucle à évaporateur plan, chargée en méthanol, ont montré que l'utilisation d'une mèche métallique rend le système plus sensible à la gravité que dans le cas d'une mèche en plastique.

Nomenclature

a	accélération, $m.s^{-2}$	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
A	section de passage, m^2	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
c_p	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
D	diamètre, m	A	ambient
e	épaisseur, m	C	condenseur ou condensation
g	gravité, $m.s^{-2}$	cap	structure capillaire
h	coefficient d'échange convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	e	externe ou entrée
h_c	coefficient de condensation, $W.m^{-2}.K^{-1}$	E	évaporateur
ΔH	élévation, m	eff	effectif
l_v	chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	i	interne
L	longueur, m	l	liquid
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	L	tube de liquide
P	pression, Pa	p	paroi de l'évaporateur
Q	puissance, W	R	réservoir
R	résistance thermique, $K.W^{-1}$	s	sortie
S	surface d'échange, m^2	SF	source froide
T	temperature, K	v	vapeur
<i>Symboles grecs</i>		η	diphasique

1. Introduction

Dans le domaine de l'industrie électronique, la réduction de la taille des composants et l'accroissement de leurs fréquences de fonctionnement ont conduit à une augmentation importante des densités de flux à dissiper. Parmi les techniques de refroidissement existantes, les boucles de fluide à pompage capillaire sont particulièrement prometteuses. Il s'agit de systèmes à changement de phase entièrement passifs, où le fluide est mis en mouvement grâce aux forces de pompage capillaire s'exerçant au sein d'une structure poreuse, placée dans l'évaporateur. Celui-ci est couplé à un réservoir qui contrôle la température de fonctionnement de la boucle. Entre l'évaporateur et le condenseur, le liquide et la vapeur circulent séparément à l'intérieur de tubes lisses.

Le principal avantage d'une boucle fluide par rapport à un caloduc réside dans la robustesse de son fonctionnement, en particulier lorsqu'elle est soumise à des forces volumiques externes. C'est le cas des systèmes embarqués, où les forces d'accélération et de gravité, selon leur direction, peuvent être favorables ou au contraire s'opposer aux forces de pompage capillaire. Dans la littérature, les effets de la gravité sont étudiés en modifiant l'inclinaison de la boucle, c'est-à-dire la position de l'évaporateur par rapport au réservoir, ou son élévation, c'est-à-dire la position de l'évaporateur par rapport au condenseur. La variation de l'inclinaison modifie la répartition du liquide entre le réservoir et l'évaporateur. Lorsque l'inclinaison est défavorable, le cœur de l'évaporateur peut être rempli de vapeur, ce qui entraîne une augmentation de la température de fonctionnement [1]. Pour assurer le fonctionnement de la boucle dans cette position, il est nécessaire de prévoir une mèche secondaire entre le réservoir et l'évaporateur, qui alimente la mèche primaire en liquide [2]. Une élévation défavorable provoque également une augmentation de la température de fonctionnement et de la résistance thermique de la boucle. En effet, comme le montrent les travaux expérimentaux de Delil et al. [3], le positionnement du condenseur en dessous de l'évaporateur d'une part, tend à réduire le coefficient d'échange à l'évaporateur et d'autre part, provoque une augmentation des chutes de pression. Par rapport à l'élévation nulle, l'écart des températures croît lorsque la puissance de la source diminue [4-6]. L'effet de la gravité dépend également de la nature du fluide [7]. Lorsque le condenseur est placé au-dessus de l'évaporateur, Chuang [4] distingue deux modes de fonctionnement de la boucle : 1/ le mode capillaire, où la somme des chutes de pression est supérieure au gain de pression due à la gravité, 2/ le mode gravitaire, où le gain de pression dû à la gravité est suffisant pour assurer la circulation du fluide.

Dans cette étude, nous avons développé un modèle pour simuler le fonctionnement, en régime permanent, d'une boucle fluide destinée au refroidissement de composants électroniques embarqués. Ce modèle permet d'étudier l'influence des forces d'accélération sur le comportement du système.

2. Description du modèle

La géométrie de la boucle de fluide à pompage capillaire modélisée est présentée dans la figure 1. Sur la paroi rainurée de l'évaporateur est plaquée une structure capillaire. La boucle comporte aussi un réservoir (également appelé chambre de compensation), un condenseur et des tubes pour la circulation du fluide.

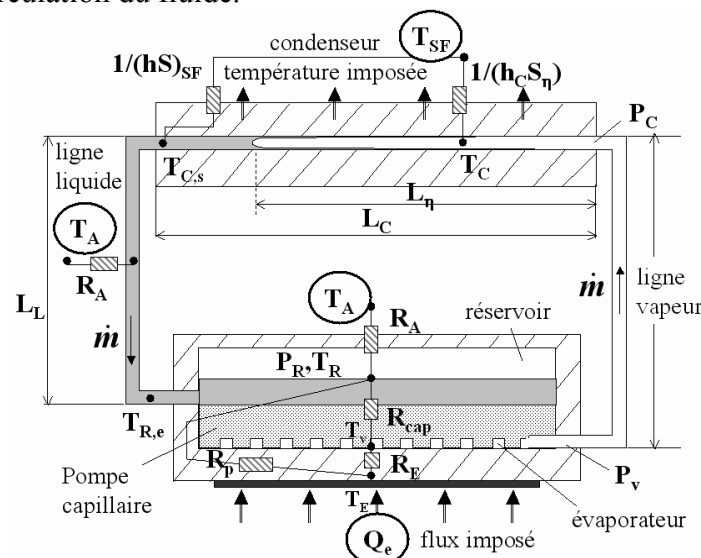


Figure 1 : Géométrie de la boucle de fluide et son schéma électrique équivalent

Le modèle, de type nodal, est basé sur les équations de bilan et des équations thermodynamiques qui relient pressions et températures. Il utilise les hypothèses suivantes : 1/ le fluide du réservoir est isotherme ; 2/ une partie du flux thermique de la source, appelée « flux de fuite », est transférée au réservoir par conduction longitudinale à travers la paroi de l'évaporateur et par conduction transversale à travers la structure capillaire ; 3/ les écoulements du liquide et de la vapeur ont lieu en régimes laminaire ou turbulent et sont supposés incompressibles ; 4/ les variations de la température de la vapeur dans les canaux et le tube sont négligées ; 5/ la longueur de désurchauffe dans le condenseur est négligée ; 6/ la condensation est supposée isobare ; 7/ les variations des propriétés thermophysiques du fluide avec la température sont prises en compte ; 8/ les échanges thermiques de la boucle avec le milieu ambiant sont prises en compte.

A la différence des modèles en régime permanent développés par Kaya et Hoang [8] et Hamdan et al. [9], notre modèle introduit un transfert de chaleur conductif dans la paroi de l'évaporateur et un transfert de chaleur convecto-conductif dans la structure capillaire.

2.1 Bilans énergétiques appliqués aux composants de la boucle de fluide

A l'évaporateur, le bilan énergétique exprime qu'une part de la puissance thermique de la source Q_e est transférée au réservoir par conduction longitudinale à travers la paroi de l'évaporateur et que l'autre part est transférée vers l'interface liquide-vapeur :

$$Q_e = \frac{T_E - T_v}{R_E} + \frac{T_E - T_R}{R_p} \quad (1)$$

où R_E est la résistance thermique entre la source et l'interface liquide-vapeur à la surface de la structure capillaire. Une partie du flux transféré vers l'interface sert au chauffage et à l'évaporation du liquide traversant le milieu poreux ; l'autre partie est transférée par conduction à travers la structure capillaire primaire (flux de fuite transversal) [9] :

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

Dans la structure capillaire primaire, un transfert convecto-conductif est considéré. Pour des évaporateurs plans et cylindriques, on a respectivement :

$$R_{cap} = \exp\left(\frac{\dot{m}c_{p,l} e_{cap}}{2\pi\lambda_{eff} A_{cap}}\right) - 1 \quad \text{et} \quad R_{cap} = \exp\left(\frac{\dot{m}c_{p,l}}{2\pi\lambda_{eff} L_{cap}} \ln \frac{D_{cap,e}}{D_{cap,i}}\right) - 1 \quad (3)$$

Des relations donnant la conductivité thermique équivalente λ_{eff} sont données par Kaya et Hoang [8]. Dans le réservoir, les flux de fuite longitudinal et transversal sont compensés par les échanges thermiques du réservoir avec le milieu ambiant et par le sous-refroidissement du liquide entrant :

$$\dot{m}c_{p,l}(T_R - T_{R,e}) = \frac{T_E - T_R}{R_p} + \frac{T_v - T_R}{R_{cap}} - \frac{T_R - T_A}{R_A} \quad (4)$$

Le bilan énergétique du condenseur s'écrit :

$$Q_s = \dot{m}c_{p,v}(T_v - T_C) + \dot{m}l_v + \dot{m}c_{p,l}(T_C - T_{C,s}) \quad (5)$$

$$\dot{m}l_v = \frac{\pi L \eta}{1/h_C D_{C,i} + 1/h_{SF} D_{C,e}} (T_C - T_{SF}) \quad (6)$$

Le coefficient d'échange en condensation h_C est calculé par la corrélation de Chato [10] pour un écoulement stratifié à l'intérieur d'un tube lisse. Dans la zone de sous-refroidissement du liquide, la température de sortie $T_{C,s}$ est calculée en considérant un transfert thermique convectif avec la source froide :

$$T_{C,s} = T_{SF} + (T_C - T_{SF}) \exp\left(-\frac{\pi D_{C,i}(L_C - L_\eta)}{\dot{m} c_{p,l}(1/h_l + D_{C,i}/(h_{SF} D_{C,e}))}\right) \quad (7)$$

Le coefficient de transfert de chaleur convectif h_l entre le liquide et la paroi du tube est calculé en considérant un nombre de Nusselt constant pour le régime laminaire et en utilisant la corrélation de Colburn pour le régime turbulent. Les transferts thermiques entre le tube de liquide et le milieu ambiant s'expriment avec une relation similaire à l'équation (7), qui permet de déterminer la température à l'entrée du réservoir $T_{R,e}$:

$$T_{R,e} = T_A + (T_{C,s} - T_A) \exp\left(-\frac{\pi D_{L,i} L_L}{\dot{m} c_{p,l}(1/h_l + D_{L,i}/(h_A D_{L,e}))}\right) \quad (8)$$

2.3 Equations thermodynamiques

Dans une boucle de fluide à pompage capillaire, il existe trois états d'équilibre thermodynamique différents, à l'évaporateur, dans le réservoir et au condenseur. Entre ces trois interfaces, les variations de température sont liées aux différences de pression :

$$T_v - T_C = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)(\Delta P_v + \rho_v g \Delta H) \text{ et } T_C - T_R = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)(\Delta P_l - \rho_l g \Delta H) \quad (9)$$

La pente de la courbe de saturation $\partial T/\partial P$ s'exprime en fonction des propriétés thermophysiques du fluide par la relation de Clausius-Clapeyron. Les chutes de pression ΔP_v et ΔP_l , dues aux forces de frottement dans les tubes où circule le fluide, sont données par des relations classiques qui dépendent du régime d'écoulement. Les chutes de pression hydrostatiques sont fonction de l'élévation ΔH entre l'évaporateur et le condenseur. Une élévation positive ($\Delta H > 0$) correspond au cas où le condenseur est placé au-dessus de l'évaporateur-réservoir, alors qu'une élévation adverse ($\Delta H < 0$) correspond à l'inverse.

3. Résultats

3.1 Validation du modèle

La validation de notre modèle est effectuée à partir des résultats de Chuang [4], pour une boucle fluide chargée en ammoniac à évaporateur cylindrique. L'évolution de la température de fonctionnement de la boucle de fluide (température du réservoir T_R), en fonction de la puissance thermique imposée à l'évaporateur, est représentée sur la figure 2 (résultats du présent modèle) et sur la figure 3 (résultats de Chuang [4]), pour différentes élévations du condenseur par rapport à l'évaporateur, comprises entre -10,2 cm et +10,2 cm. La température ambiante est de $T_A = 19$ °C et la température de la source froide est de $T_{SF} = 5$ °C. Cette courbe présente un minimum, évolution typique lorsque $T_A > T_{SF}$. La partie décroissante de la courbe correspond au cas où le condenseur fonctionne en mode de conductance variable, alors que la partie croissante correspond au cas où il fonctionne en mode de conductance fixe. Plus le flux thermique imposé diminue, à élévation nulle, plus le débit de liquide est faible et plus la T_R devient proche de la température ambiante, à cause des échanges thermiques entre la ligne de liquide et le milieu ambiant. En mode de conductance variable, la longueur de condensation augmente avec le flux, jusqu'à ce que la conductance thermique globale du condenseur ait atteint un maximum. Ensuite, cette conductance ne varie plus, puisque toute la longueur de condensation est utilisée, et la température augmente quasi-linéairement avec le flux. L'élévation a peu d'influence lorsque le flux est élevé, car les chutes de pression dues aux frottements deviennent alors prépondérantes par rapport à celles liées à la gravité (fort

débit). Par contre, pour les plus faibles valeurs du flux, une élévation adverse entraîne une augmentation de T_R alors qu'une élévation positive a l'effet inverse.

La comparaison entre les résultats de notre modèle (figure 2) et ceux obtenus par Chuang (figure 3) montre une bonne concordance entre les courbes. Les écarts proviennent du fait que Chuang utilise un modèle différent pour le calcul du coefficient d'échange en condensation, prend en compte les chutes de pression dans le condenseur et calcule différemment la résistance conductive axiale R_p .

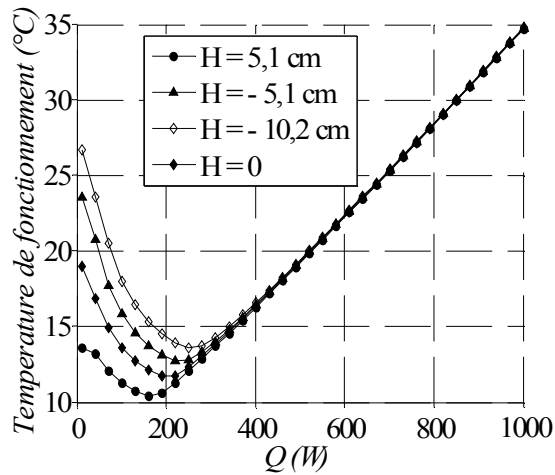


Figure 2 : Influence de la gravité sur la température de fonctionnement, obtenue avec le présent modèle

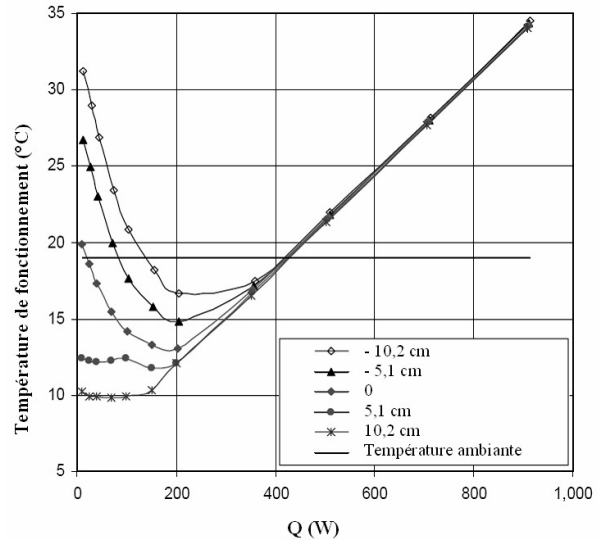


Figure 3 : Influence de la gravité sur la température de fonctionnement, obtenue avec le modèle de Chuang [4]

3.2 Etude de l'influence de l'accélération sur le fonctionnement d'une boucle fluide

Les simulations suivantes ont été effectuées avec une boucle fluide dont l'évaporateur-réservoir est de forme parallélépipédique, telle que celle étudiée par Boo et Chung [5]. Bien que les évaporateurs cylindriques aient une meilleure tenue en pression, un évaporateur plan a été choisi car il est mieux adapté à la forme des composants électroniques. La boucle fluide en acier inox, chargée en méthanol, comporte une structure capillaire de porosité 45 % et de diamètre de pore 0,5 μm . Les diamètres internes des lignes de liquide et de vapeur sont respectivement de 2 et 4 mm et leur longueur est de 0,5 m. Deux cas ont été étudiés : 1/ une mèche en polypropylène ($\lambda_m = 0,20 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, $\lambda_{eff} = 0,19 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$), 2/ une mèche en Nickel ($\lambda_m = 90 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, $\lambda_{eff} = 50 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$). La corrélation utilisée pour le calcul de λ_{eff} étant identique pour les deux mèches, une éventuelle différence de texture n'est pas considérée. Le système est placé soit en position horizontale ($\Delta H = 0$), soit en position verticale adverse ($\Delta H = -0,5 \text{ m}$). En se basant sur les résultats expérimentaux de Delil et al. [3] pour une mèche métallique de petit diamètre de pore, le coefficient d'échange à l'évaporateur ne varie pas avec l'accélération, mais dépend de la conductivité thermique de la mèche (modification de R_{cap} avec λ_m dans le modèle). Les figures 4 et 5 représentent les températures de fonctionnement obtenues respectivement pour les mèches en plastique et métallique, avec une puissance imposée variant de 10 à 90 W. La température ambiante et celle de la source froide sont égales à 20 °C. L'influence de l'accélération est bien plus importante pour la boucle à mèche conductrice. Ces résultats s'expliquent par la répartition des flux de fuite. Dans le cas de la mèche plastique, le flux transversal est négligeable devant le flux longitudinal, à cause de la forte résistance thermique que présente cette mèche. D'après les équations (9), une

diminution de l'élévation entraîne une augmentation de $(T_v - T_R)$, donc du flux de fuite transversal. Il en résulte une augmentation de T_R , afin de respecter l'équilibre thermique du réservoir. L'augmentation du flux de fuite transversal et par conséquent, de T_R , est bien moindre pour la mèche plastique que pour la mèche métallique (figure 7).

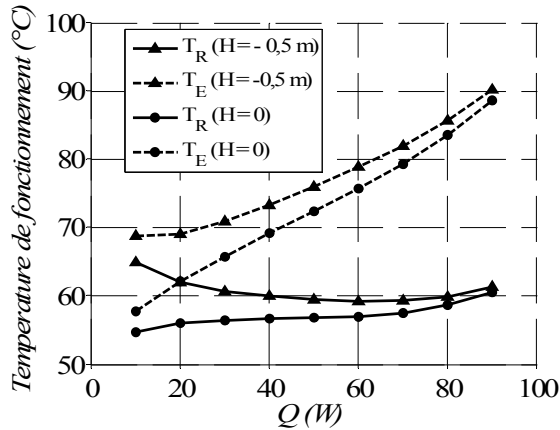


Figure 4 : Influence de l'élévation sur les températures de la boucle à mèche plastique

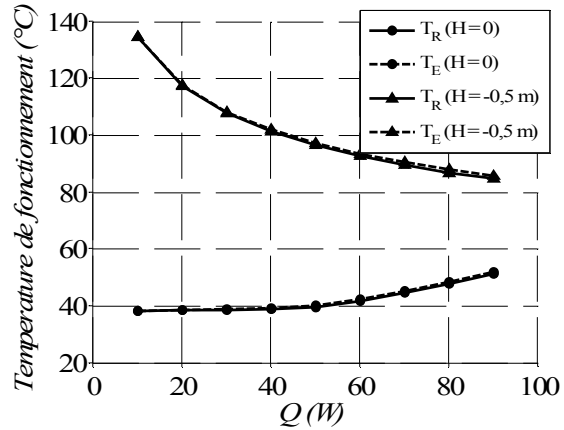


Figure 5 : Influence de l'élévation sur les températures de la boucle à mèche métallique

4. Conclusion

Le modèle de boucle de fluide à pompage capillaire que nous avons développé permet d'étudier l'influence de différents paramètres, dont la présence de forces volumiques, sur son fonctionnement. Il a été montré qu'une boucle utilisant une mèche métallique est plus sensible à l'influence de ces forces que dans le cas d'une mèche plastique. Une perspective à cette étude consisterait à introduire dans le modèle la variation du coefficient d'échange thermique à l'évaporateur, en fonction de l'élévation du système.

Références

- [1] T. Kaya, J. Ku, Ground testing of loop heat pipes for spacecraft thermal control, *Proc. 33rd Thermophysics Conf.* (Norfolk, VA, 28 juin-1 juil. 1999), 8 p.
- [2] Y. Chen, M. Groll, R. Mertz, Y.F. Maydanik, S.V. Vershinin, Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe, *IJTS*, 45-11 (2006), 1084-1090.
- [3] A.A.M. Delil, V. Baturkin, Y. Friedrikhson, Y. Khmelev, S. Zhuk, Experimental results on heat transfer phenomena in miniature loop heat pipe with a flat evaporator, *Proc. 12th IHPC* (Moscou, 19-24 mai 2002), 8 p.
- [4] P.-Y. A. Chuang, *An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses*, PhD Thesis, The Pennsylvania State University (2003).
- [5] J. H. Boo, W.B. Chung, Thermal performance of a small-scale loop heat pipe with PP wick, *Proc. 13th IHPC* (Shanghai, 21-25 Sept. 2004), 259-264.
- [6] R. R. Riehl, Comparing the behaviour of a loop heat pipe with different elevations of the capillary evaporator, *Proc. Int. Conf. On Environmental Systems* (Colorado Springs, Juil. 2004), 7 p.
- [7] S. Launay, V. Sartre, J. Bonjour, Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review, *IJTS* (2006), doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.11.007
- [8] T. Kaya, T.T. Hoang, Mathematical modeling of loop heat pipes and experimental validation, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13-3 (1999), 314-320.
- [9] M. Hamdan, D. Cytrynowicz, P. Medis, A. Shuja, F.M. Gerner, H.T. Henderson, Loop Heat Pipe (LHP) development by utilizing coherent porous silicon (CPS) wicks, *Proc. 8th ITherm Conf* (2002), 457-465.
- [10] J.C. Chato, Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes, *ASHRAE Journal*, 4 (1962), 52-60.