

# Modèles transitoires thermique et hydrodynamique couplés d'un caloduc plat utilisé pour le refroidissement de composants électroniques

Raymond SONAN O.<sup>1\*</sup>, Souad HARMAND<sup>1</sup>, Julien PELLE<sup>1</sup>, Daniel LEGER<sup>1</sup>, Michel FAKES<sup>2</sup>

<sup>1</sup>LME, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 59313 – Valenciennes – France

<sup>2</sup>Valeo Electrical Systems, 94017 – Créteil – France

\*auteur correspondant : [sochray@yahoo.fr](mailto:sochray@yahoo.fr)

**Résumé** – On analyse dans ce travail les performances d'un caloduc plat utilisé pour refroidir des composants électroniques au cours d'un cycle de démarrage d'un véhicule. Les écoulements du liquide et de la vapeur sont déterminés par un modèle hydrodynamique 2D transitoire couplé à un modèle thermique 3D de l'enveloppe du caloduc. Les transferts de masse associés aux changements de phase liquide-vapeur sont caractérisés et servent à définir les conditions aux limites du problème thermique. Les résultats numériques permettent de comparer la réponse transitoire du caloduc à celle d'un dissipateur classique.

## Nomenclature

$C_p$	chaleur spécifique, $J kg^{-1} K^{-1}$	$\mu$	viscosité dynamique, $Pa s$
$H$	épaisseur, hauteur, $m$	$\rho$	masse volumique, $kg m^{-3}$
$h$	coefficient d'échange, $W K^{-1} m^{-2}$	$\varphi$	densité de flux thermique, $W m^{-2}$
$\ell_v$	chaleur latente de changement d'état, $J kg^{-1}$	<i>Indices</i>	
$K$	perméabilité, $m^2$	$0$	initial, référence
$L$	longueur, largeur, $m$	$a$	milieu ambiant
$m$	débit massique, $kg/s$	$c$	condenseur, condensation
$P$	puissance thermique, $W$	$E_i$	composants électroniques
$p$	pression, $Pa$	$e$	évaporateur, évaporation
$T$	température, $K$	$eq$	équivalent
$t$	temps, $s$	$Inf$	inférieur(e)
$u$	composante de vitesse selon l'axe $x$ , $m s^{-1}$	$l$	liquide
$V$	vitesse, $m s^{-1}$	$paroi$	paroi solide - liquide
$v$	composante de vitesse selon l'axe $y$ , $m s^{-1}$	$s$	solide, enveloppe
$x, y, z$	cordonnées, $m$	$sat$	saturation
<i>Symboles grecs</i>		$Sup$	supérieur(e)
$\alpha$	débit masse par unité de volume, $kg/s m^3$	$v$	vapeur
$\varepsilon$	porosité	$x, y, z$	suivant les cordonnées $x, y, z$
$\lambda$	conductivité thermique, $W K^{-1} m^{-1}$		

## 1. Introduction

La surchauffe est l'une des causes majeures de défaillance dans les équipements électroniques, pouvant entraîner une dégradation des performances et une réduction de la durée de vie des composants électroniques. Aussi la gestion thermique de l'électronique est un enjeu essentiel dans de nombreuses applications, telles l'automobile et la télécommunication. Connu pour son efficacité et sa grande capacité de transport de chaleur, le caloduc est une technologie éprouvée de plus en plus utilisée pour refroidir les composants électroniques. Nous étudions ici un caloduc plat servant à refroidir plusieurs composants électroniques lors d'un cycle de démarrage rapide.

La configuration géométrique étudiée est présentée sur la figure 1. Une même structure poreuse (mèche), de caractéristiques connues, tapisse la paroi interne des deux couches d'enveloppe. Les composants électroniques sont placés sur la face supérieure du caloduc et des ailettes (source froide) sont implantées sur la face inférieure. On admet dans ce travail que les écoulements de liquide et de vapeur sont laminaires et bidimensionnels (plan  $x, y$ ). Le transport fluide dans la mèche et l'espace vapeur, est déterminé par un modèle 2D transitoire en adaptant l'approche hydrodynamique proposée par Lefèvre et al. [1] ou par Huang [2]. Contrairement à ces auteurs, nous n'adoptons pas l'hypothèse simplificatrice de Darcy pour l'écoulement du liquide dans la mèche, mais établissons une équation de pression générale prenant en compte le régime transitoire. Ce modèle est couplé à un modèle thermique 3D transitoire de l'enveloppe. Celui-ci permet de caractériser la diffusion transitoire de la chaleur dans l'enveloppe du caloduc. Les transferts de masse associés aux changements de phase liquide-vapeur servent à définir les conditions aux limites du problème thermique. Les distributions de pression et de vitesse sont calculées en prenant en compte la circulation du liquide entre les couches de mèche.

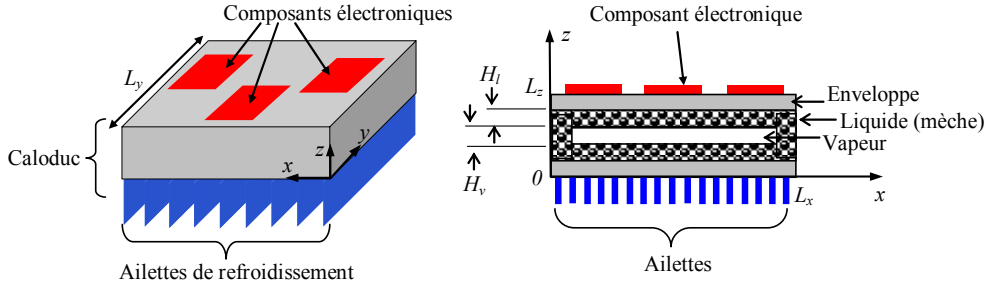


Figure 1 : Configuration géométrique étudiée – répartition des sources sur la paroi du caloduc

## 2. Mise en équation

La modélisation s'effectue en deux étapes. Les transferts thermiques dans les deux couches d'enveloppe sont d'abord déterminés par le modèle thermique 3D, permettant de calculer les échanges de chaleur à travers la paroi du caloduc. Ces échanges provoquent le changement de phase et la mise en mouvement du fluide. L'écoulement dans les espaces liquide et vapeur est ensuite déterminé par le modèle hydrodynamique 2D. Le débit résultant des écoulements liquide et vapeur sert alors à calculer le taux (débit) d'évaporation-condensation. Les propriétés thermophysiques sont supposées constantes.

### 2.1. Modèle thermique 3D de l'enveloppe

Les transferts thermiques dans l'enveloppe sont traduits par l'équation de la chaleur :

$$(\rho C_p)_s \frac{\partial T}{\partial t} - \lambda_s \Delta T = 0 \quad (1)$$

Les conditions aux limites associées sont :

- à la paroi où sont placés les composants :  $-\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=L_z} = \varphi_{Ei}$

- à la paroi enveloppe - liquide (supérieure et inférieure) :

$$-\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{paroi\ Sup} = h_{eq} (T - T_{sat}) + dm_e C_{p_l} T_{sat} = \varphi_{paroi\ Sup} \text{ et } -\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{paroi\ Inf} = h_{eq} (T_{sat} - T) + dm_c C_{p_l} T_{sat} = \varphi_{paroi\ Inf} \text{ où } h_{eq} = \frac{\lambda_{eq}}{H_l}$$

Les termes  $dm_e C_{p_l} T_{sat}$  et  $dm_c C_{p_l} T_{sat}$  caractérisent les flux de transport fluide correspondant au débit d'évaporation  $dm_e$  et de condensation  $dm_c$ .

- à la paroi avec les ailettes :  $-\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = h_c (T - T_a)$

- les parois, autres que celles listées ci-dessus sont supposées adiabatiques.

Les conditions initiales sont celles de l'ambiance de démarrage :  $T(t = t_0) = T_{sat}(t = t_0) = T_a$ .

## 2.2. Modèle hydrodynamique du liquide

La conservation de masse dans le liquide se traduit par :

$$\frac{\partial u_l}{\partial x} + \frac{\partial v_l}{\partial y} = \frac{\alpha_l}{\varepsilon \rho_l}, \quad (2)$$

$\alpha_l = \varphi_{paroi\ Sup} / \ell_v H_l$  pour la couche de mèche supérieure et  $\alpha_l = \varphi_{paroi\ Inf} / \ell_v H_l$  pour celle inférieure.

L'écoulement du liquide dans la mèche est régi par :

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \left( \frac{\partial u_l}{\partial t} + u_l \frac{\partial u_l}{\partial x} + v_l \frac{\partial u_l}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p_l}{\partial x} - \frac{\mu_l}{K} u_l \quad (3)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \left( \frac{\partial v_l}{\partial t} + u_l \frac{\partial v_l}{\partial x} + v_l \frac{\partial v_l}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p_l}{\partial y} - \frac{\mu_l}{K} v_l \quad (4)$$

On dérive au sens des dérivées partielles les équations (3) et (4) respectivement par rapport à  $x$  et  $y$ , on les additionne puis après arrangement et en utilisant l'équation (2), on obtient :

$$\frac{\partial^2 p_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p_l}{\partial y^2} = - \frac{\mu_l}{K \rho_l} \alpha_l - \frac{1}{\varepsilon} \left( \frac{D \alpha_l}{Dt} + \frac{\alpha_l^2}{\rho_l} \right) \quad (5)$$

On supposera pour la suite l'approximation,  $\frac{D \alpha_l}{Dt} \approx \frac{\partial \alpha_l}{\partial t}$ . Cette approximation sera validée a

posteriori à l'aide du code de calcul développé dans ce travail. Sous cette hypothèse l'Éq. (5) se simplifie pour donner l'équation différentielle de la pression :

$$\frac{\partial^2 p_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p_l}{\partial y^2} = - \frac{\mu_l}{K \rho_l} \alpha_l - \frac{1}{\varepsilon} \left( \frac{\partial \alpha_l}{\partial t} + \frac{\alpha_l^2}{\rho_l} \right) \quad (6)$$

Connaissant la distribution de pression (équation 6), on détermine le champ de vitesse à partir des Éqs. (3 et 4). Les conditions aux limites sont :

$$\frac{\partial p_l}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{\partial p_l}{\partial y} \Big|_{y=L_y} = u_l \Big|_{y=0} = u_l \Big|_{y=L_y} = v_l \Big|_{y=0} = v_l \Big|_{y=L_y} = 0$$

La circulation du liquide entre les deux couches de mèches est traduite par :

$$x = 0, p_l \Big|_{paroi\ Sup} = p_l \Big|_{paroi\ Inf}, \vec{V}_l \Big|_{paroi\ Sup} = \vec{V}_l \Big|_{paroi\ Inf}$$

$$x = L_x, p_l \Big|_{paroi\ Sup} = p_l \Big|_{paroi\ Inf}, \vec{V}_l \Big|_{paroi\ Sup} = \vec{V}_l \Big|_{paroi\ Inf}$$

Les conditions initiales sont :  $p_l = p_{sat}(T_v(t = t_0)), u_l(t = t_0) = v_l(t = t_0) = 0$ . Connaissant le champ de vitesse, le débit d'évaporation  $m_e$  de liquide gouvernant son écoulement est donné par :

$$m_e = \int dm_e = \varepsilon \rho_l H_l \int (u_l dy + v_l dx).$$

## 2.3. Modèle hydrodynamique de la vapeur

On adopte une démarche similaire à celle du liquide. L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial u_v}{\partial x} + \frac{\partial v_v}{\partial y} = \frac{\alpha_v}{\rho_v}, \alpha_v = \frac{\varphi_{paroi\ Sup}}{\ell_v H_v}, \quad (7)$$

Si on assimile l'écoulement de la vapeur à celui entre deux plaques planes et en utilisant l'approximation [4],  $\mu_v \nabla^2 (\vec{V}_v) = - \frac{12 \mu_v}{H_v^2} \vec{V}_v$ , l'équation de moment s'écrit :

$$\rho_v \frac{D\vec{V}_v}{Dt} = -\overrightarrow{\text{grad}}(p_v) - \frac{12\mu_v}{H_v^2} \vec{V}_v, \quad (8)$$

En appliquant la démarche suivie pour le liquide à l'équation (8), on obtient finalement :

$$\frac{\partial^2 p_v}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 p_v}{\partial^2 y} = \frac{12\mu_v}{H_v^2} \alpha_v + \left( \frac{\partial \alpha_v}{\partial t} - \frac{\alpha_v^2}{\rho_v} \right), \quad (9)$$

Connaissant la distribution de pression, on calcule aisément le champ de vitesse de la vapeur à partir de l'équation (8). Les conditions aux limites associées sont :

$$\left. \frac{\partial p_v}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial p_v}{\partial x} \right|_{x=L_x} = \left. \frac{\partial p_v}{\partial y} \right|_{y=0} = \left. \frac{\partial p_v}{\partial y} \right|_{y=L_y} = 0 \quad \text{et} \quad \begin{array}{l} x=0, u_v = v_v = 0, x=L_x, u_v = v_v = 0 \\ y=0, u_v = v_v = 0, y=L_y, u_v = v_v = 0 \end{array}$$

Le débit de condensation,  $m_c$ , de la vapeur est alors déterminé par :  $m_c = \int dm_c = \rho_v H_v \int (u_v dy + v_v dx)$ .

Les conditions initiales sont :  $p_v = p_{sat}(T_v(t=t_0))$ ,  $u_v = v_v = 0$ . La température locale de la vapeur est supposée égale à celle de saturation  $T_{sat}$  et est donnée par la relation de Clausius-Clapeyron :

$$\frac{\Delta T_{sat}}{T_{sat}} = \left( \frac{\rho_v^{-1} - \rho_l^{-1}}{\ell_v} \right) \Delta p_v.$$

### 3. Résultats et discussion

Les équations identifiées ci-avant sont résolues par la méthode des différences finies avec un schéma implicite. Les termes non linéaires dans les équations de moment du modèle hydrodynamique, sont discrétisés suivant une méthode de linéarisation proposée dans Fletcher [5]. Le code de calcul numérique a été développé sous Matlab®.

On présente ici des résultats de simulations d'une phase de démarrage durant laquelle trois composants électroniques ( $E_1, E_2, E_3$ ), de taille  $5 \times 7 \text{ mm}^2$ , dissipent chacun la même puissance thermique (figure 2). Il s'agit d'un caloduc Cu-Eau (figure 1) de dimension  $35 \times 23 \times 2,8 \text{ mm}^3$ . Les épaisseurs d'enveloppe, de mèche et de vapeur valent respectivement 1 ; 0,2 et 0,4 mm.

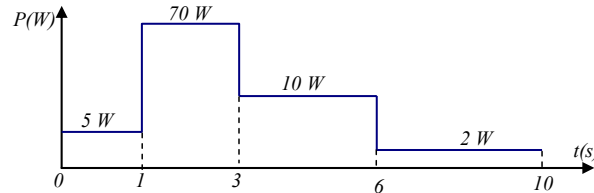


Figure 2 : Profil de puissance thermique dissipée par composant durant le cycle de démarrage

Le coefficient d'échange au condenseur vaut  $h_{cd} = 40 \text{ WK}^{-1} \text{ m}^{-2}$ , avec  $T_a = 20^\circ\text{C}$ . Les caractéristiques de la mèche sont  $\varepsilon = 0,733$ ,  $K = 0,42 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$ ,  $\lambda_{eq} = 0,602 \text{ WK}^{-1} \text{ m}^{-1}$ . Une étude de sensibilité par rapport au pas de discrétisation a été menée et le maillage de taille  $(dx \times dy \times dz = 1 \times 1 \times 0,1 \text{ mm}^3)$  a été retenu. Le pas de temps associé vaut 0,05 s.

La figure 3 présente l'évolution de la température maximale (au centre du composant  $E_1$ ) au niveau des composants électroniques dans le cas du caloduc et d'une plaque de cuivre. La plaque de Cu est de dimension équivalente au caloduc ( $35 \times 23 \times 2,8 \text{ mm}^3$ ) et est soumise aux mêmes conditions de flux. La température du caloduc est très sensible aux variations de la charge imposée avec une réponse quasi-instantanée tant en phase de montée ( $t \leq 3 \text{ s}$ ) qu'en phase de descente ( $t > 3 \text{ s}$ ). Dans le cas de la plaque de Cu, le temps de réponse est plus long du fait de sa plus grande inertie thermique (cf. figure 3). Même si en phase de montée le niveau de température dans le cas du caloduc est plus important que celui de la plaque ( $13^\circ\text{C}$  d'écart), le caloduc assure un meilleur refroidissement contrairement au dissipateur pendant la phase de descente avec un gain de  $19^\circ\text{C}$  (à  $t = 10 \text{ s}$ ). À la fin de la phase de montée ( $t = 3 \text{ s}$ ),

la cartographie de température de la paroi du caloduc où sont posés les composants électroniques est illustrée sur la figure 4.

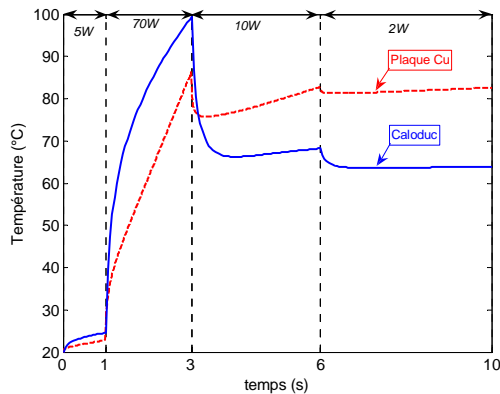


Figure 3 : Comparaison de la réponse en température du caloduc et celle d'une plaque

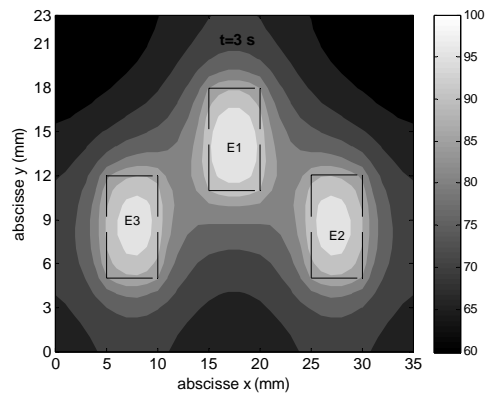


Figure 4 : Température de la paroi du caloduc où sont posés les composants

Le liquide s'écoule des zones libres (adiabatiques) vers l'emplacement des composants électroniques (figure 5) où il s'évapore (absorption de masse de liquide). Dans la mèche inférieure, le liquide est pompé du cœur de l'espace liquide vers les extrémités  $x=0$  et  $x=35$  mm pour ensuite alimenter la mèche supérieure (figure 5).

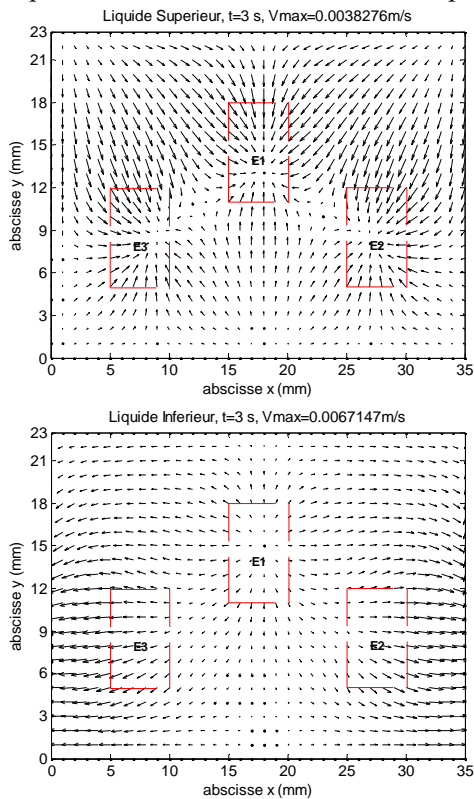


Figure 5 : Vitesse (m/s) du liquide à  $t=3$  s

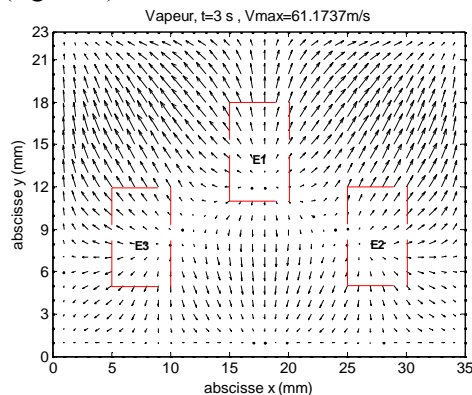


Figure 6 : Champ de vitesse (m/s) de la vapeur à  $t=3$  s

L'écoulement de la vapeur (figure 6) s'effectue dans un sens inverse à celui du liquide (génération de masse au niveau des composants). La vitesse maximale de la vapeur est de 61 m/s correspondant à un nombre de Reynolds de 96 (régime laminaire) et un nombre de Mach de 0,05. Le nombre de Mach étant inférieur à l'unité, la limite sonique du caloduc n'est pas atteinte. La répartition de pression dans le liquide (figure 7) est conforme à la distribution de

vitesse. La formation de vapeur au niveau des composants se traduit localement par une surpression par rapport aux zones adiabatiques (figure 8). La limite capillaire du caloduc n'est pas atteinte car les pertes de charge totales sont  $\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_v = 2436$  Pa tandis que la pression motrice de la mèche est de  $\Delta P = 2513$  Pa (pertes de charge admissibles selon Young-Laplace).

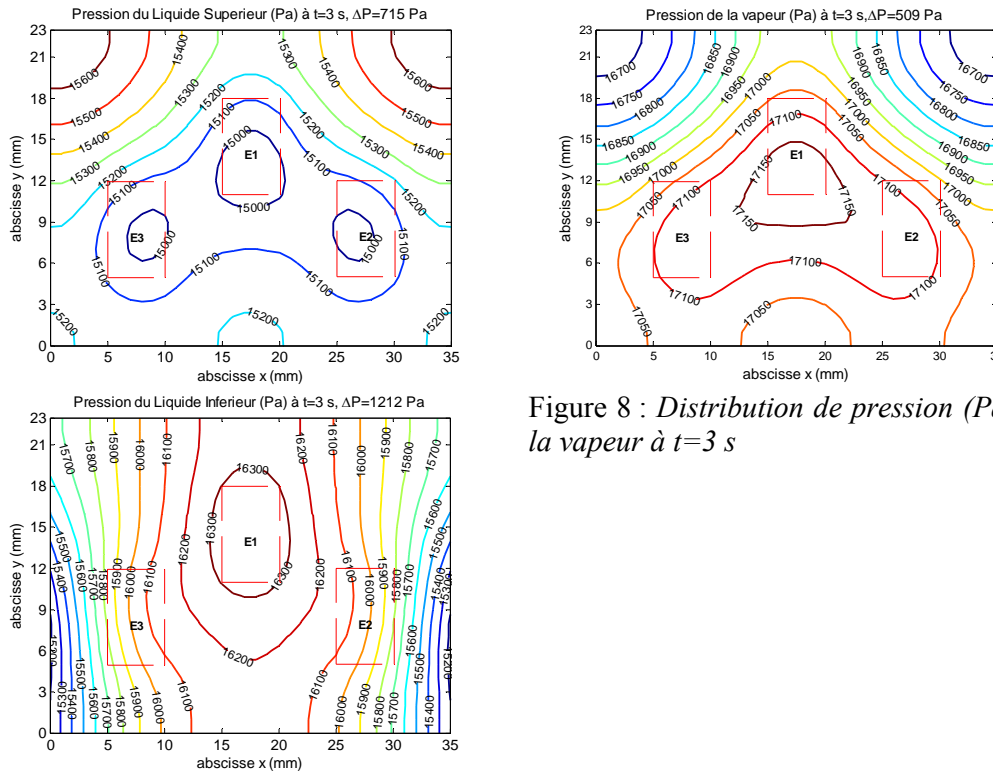


Figure 8 : Distribution de pression (Pa) de la vapeur à  $t=3$  s

Figure 7 : Pression (Pa) du liquide à  $t=3$  s

#### 4. Conclusion

Les performances en transitoire rapide d'un caloduc plat ont été déterminées à partir du couplage des transferts thermiques et des transferts de masse. Les mécanismes de transport dans le fluide sont déterminés par un modèle hydrodynamique 2D. Un modèle thermique 3D caractérise la diffusion transitoire de la chaleur au travers de l'enveloppe du caloduc. Une simulation comparée du refroidissement de plusieurs composants électroniques, par caloduc plat et par un barreau plein de dimensions équivalentes, a été réalisée. Les résultats montrent une meilleure opération du premier dispositif permettant un meilleur refroidissement.

#### Références

- [1] F. Lefèvre, M. Lallemand, Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components, *Int. J. Heat Mass Transfer*, (49) (2006), 1375-1383.
- [2] X.Y. Huang, C.Y. Liu, The pressure and velocity fields in the wick structure of a localized heated flat plate heat pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (6) (1996), 1325-1330.
- [3] G. Carbajal, C.B Sobhan, G.P Peterson, Dimensionless governing equations for the vapour and liquid flow analysis of heat pipes, *J. Thermophys. Heat Tr.*, 20 (1) (2006).
- [4] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, Wiley, New York, 1984.
- [5] C. A. J. Fletcher, *Computational Techniques for Fluid Dynamics*, 2<sup>nd</sup> ed., Springer-Verlag, Sydney, 1991, pp. 330-374.