



Etude numérique d'un caloduc miniature en mousse métallique pour le refroidissement électronique

BRAHIM Taoufik JEMNI Abdelmajid

Université de Monastir, École Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Laboratoire d'Études des Systèmes
Thermique et Énergétique LESTE

taoufik.brahim@yahoo.fr, Abdelmajid.jemni@enim.rnu.tn

Résumé : Un modèle numérique bidimensionnel est développé pour étudier l'écoulement du fluide dans le milieu poreux d'un caloduc miniature en mousse métallique de cuivre utilisé dans le refroidissement des composantes électroniques. Le modèle peut calculer les champs de pression et de vitesse dans la mèche et de gérer les flux de chaleur uniforme et non uniformes pour étudier sa capacité qui dépendent de la position du flux de chaleur. Les résultats montrent que la distribution de flux de chaleur a un effet significatif sur la capacité totale de transport de chaleur. Un flux de chaleur sur la partie supérieure de la mèche entraîne une capacité de transport de chaleur inférieure qu'un flux de chaleur semblable dans la partie inférieure. Les résultats révèlent également que les flux de chaleurs élevées dans une zone étroite de l'évaporateur provoqueront une évaporation rapide.

Mots clés :

caloduc miniature, refroidissement électronique, mousse métallique, flux non uniforme

1. Introduction

L'amélioration des performances des systèmes électroniques a permis une augmentation des vitesses de calcul et des puissances de travail tout en maintenant une fabrication de composants de plus en plus petits et sophistiqués. Cependant, cet exploit a été heurté dès sa naissance au problème de l'augmentation très importante du flux thermique surfacique dissipé par les composants électroniques. En effet, Les densités de chaleur dissipées par les microprocesseurs par exemple, sont passées de 0,5 W/cm² dans les années quatre-vingts jusqu'au 40 W/cm² au début du siècle. Les prédictions pour la fin de cette décennie sont encore plus sévères avec des flux de l'ordre de 250 W/cm². Parmi les méthodes développées pour extraire ces flux de chaleur élevés, les caloducs dont leur utilisation a connue un développement rapide ces dernières années pour répondre aux besoins de futur.

Les caloducs à plats (FPHP dites aussi chambres de vapeur) sont des systèmes de refroidissement avec changement de phase efficaces pour le refroidissement électronique en raison de leurs performances uniques (temps de réponse rapide, efficacité, légèreté, température uniforme...). La performance thermique d'un caloduc peut être caractérisée par sa résistance thermique globale et sa puissance maximale en position horizontale et verticale. Ces caractéristiques dépendent essentiellement de la structure capillaire plus au moins complexe constitué généralement de rainures, mèche tissée, poudre frittée ou d'une combinaison de celles-ci.

Plusieurs travaux ont été rapportés sur la performance des caloducs plats avec différents mèches pour des différents fluides de fonctionnement. Les études sont menées principalement sur l'effet d'inclinaison des caloducs et la position du flux thermique. La plupart d'entre eux sont réalisés sur les caloducs plats rainurée et les travaux sont axés sur deux grandes catégories:

1) la simulation numérique ou analytique de l'état stationnaire ou transitoire de FHP [1-7],

2) les limites de transport (capillaires et d'ébullition) et les longueurs de dessèchement [8-10].

Des structures capillaires complexes telles sont également utilisées dans les FPHP mais ils présentent souvent l'inconvénient de ne pas se réamorcer sans une diminution notable de la puissance injectée [11-14]. Notons de plus que la tenue mécanique de la structure poreuse peut devenir importante dans certaines applications où le caloduc est soumis à de fortes contraintes.

Avenas et al [15] ont évalué la performance thermique d'un caloduc plat en menant une étude expérimentale. Ils constatent d'en utilisant le cuivre pur comme structure poreuse, la résistance thermique du caloduc diminue de plus de 40%. Xuan et al [16] ont étudié la performance et le mécanisme d'un caloduc plat sous différents flux thermiques, orientations et quantité du fluide de travail à l'aide des approches expérimentales et théoriques. Yahushi et al [17] ont suggéré un modèle mathématique pour simuler une chambre à vapeur pour refroidir la nouvelle génération des composantes électroniques. Le flux de chaleur est appliqué au centre de la surface de caloduc. Les résultats obtenus sont aussi comparés expérimentalement et un bon accord avec le modèle mathématique développé est trouvé.

Savino et al. [18] ont comparé les performances de différents caloducs composites avec ou sans structure poreuse remplis d'eau pure et de mélanges binaires eau/ alcool dans des conditions de gravité normale et de basse gravité. Leurs résultats montrent que les caloducs remplis avec les mélanges binaires ont un meilleur rendement par rapport aux caloducs à structure poreuse remplis d'eau pure. Xiao et Faghri [19] ont développé un modèle tridimensionnel détaillé pour analyser les comportements hydrodynamiques thermiques des caloducs plats sans corrélations empiriques. Do et al. [20] ont étudié la performance thermique des caloducs à mèche métallique tissée utilisant le nanofluide Al_2O_3 à base d'eau. Une diminution significative de la résistance thermique a été observée. Cette amélioration de la performance thermique est due à la mince couche de revêtement p formée par des nanoparticules sur la structure de la mèche,

Wang [21] rend compte des études théoriques, de simulation et expérimentales d'une chambre à vapeur à diodes électroluminescentes (LED) en utilisant les techniques d'illumination globale. Les résultats montrent que la performance thermique de la chambre à vapeur à DEL est meilleure que celle de LED à base de cuivre avec une puissance imposée supérieure à 5 W. Cependant, dans cette analyse le type de la structure poreuse de caloduc n'est pas finement défini. Wong et al [22] ont étudié le procédé d'évaporation dans un caloduc plat fonctionnant avec de poudre de cuivre frittée à deux couches de 100 et 200 mèches (0,26 mm d'épaisseur) et trois différents fluides de fonctionnement tels que l'eau ionisée, le méthanol et l'acétone. Leurs résultats indiquent que la capacité de transport maximale pour les caloducs à eau sont beaucoup plus grandes que celles du méthanol et de l'acétone. Les caloducs utilisés dans le refroidissement électronique sont généralement de type avec structure poreuse avec une plage de températures de fonctionnement comprise d'environ entre 50 à 120 °C.

Divers études numériques et expérimentales ont été effectuées sur les FPHP avec différentes structures poreuses. Les principaux résultats indiquent que quand la perméabilité de milieu poreux est élevée et le diamètre des pores est petit, le transfert de chaleur augmentent en raison de la faible résistance hydrodynamique de fluide et le pompage capillaire élevé.

Récemment inventées, les mousses métalliques bi-poreuses présentent une amélioration dans les caloducs plats vue leurs limite de transport élevée en comparaison avec des matériaux concurrents. Les mousses métalliques deviennent de plus en plus attirantes dans les chambres à vapeurs. Ils ont une perméabilité élevée et un grand nombre de pores de petits diamètres qui permettent de maximiser la chaleur transférée par le caloduc.

Les mousses métalliques sont des milieux poreux à faible densité avec des nouvelles propriétés thermiques, mécaniques, électriques et acoustiques [23]. Ils peuvent être classés comme des mousses à cellules ouvertes ou à cellules fermées, mais seules les mousses métalliques à cellules ouvertes semblent prometteuses pour la construction d'échangeurs de chaleur.

La plupart des études réalisées sur les mousses métalliques dans la gestion thermique des composantes électronique ont utilisé des fluides de refroidissements par la convection forcée monophasée [24]. Seulement quelques études ont été menées sur l'application des mousses métalliques dans les caloducs. Phillips [25] a étudié l'effet de la perméabilité, les pressions capillaires et les performances d'évaporation pour des différents matériaux poreux, y compris les mousses métalliques à haute porosité, afin d'évaluer leur performance dans les caloducs. Il conclut que du point de vue pompage capillaire, les mousses métalliques sont les plus souhaitables, en second lieu les mèches feutrée et les mèche métallique tissés sont les moins souhaitables. Par contre, au point de vue ébullition nucléée, les mèches feutres sont plus commodes que les mousses métalliques. Peterson et al [26], Carbajal et al. [27], Queheillalt et al. [28] ont étudié le temps de réponse d'un caloduc plat de grande dimension utilisant la mousse métallique en nickel et exposées à un flux de chaleur localisé non uniforme. Les études effectuées à ce jour sur les mousses métalliques sont peu et ne contribue de manière significative à améliorer les performances des FPHP en particulier pour les applications de refroidissement électronique. Ainsi, la plupart d'entre eux se sont concentrée à étudier les propriétés physiques ou sur des applications spécifiques, mais les relations entre ces propriétés et les limites de fonctionnement reste à étudier.

Dans le présent article, la performance thermique d'un caloduc plat en mousse métallique de cuivre est étudiée. L'étude porte sur le comportement de ce caloduc quant il est soumis à des sources de chaleur localisées sur sa parois.

2. Modèle Numérique

Les dimensions du FPHP sont présentées sur la Figure 1. Les positions de la source de chaleur imposé sont représentée suivant un ordre matricielles

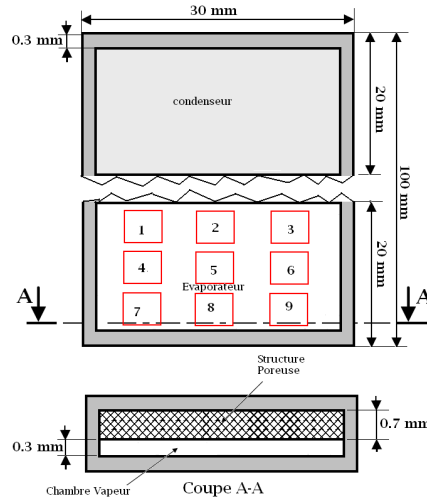


Figure 1 : Dimension et Position de la source du FPHP

Le modèle est basé sur la résolution numérique de la distribution du champ de pression et de la vitesse dans une mèche en position verticale en utilisant la loi de Darcy en coordonnées cartésiennes bidimensionnelles élaborées par Huang et Liu [29]. L'équation de continuité dans le volume de contrôle de la structure poreuse (pour un fluide incompressible) est fonction de la distribution de la source de chaleur imposé $f(x, y)$, décrite comme suit:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{f(x, y)}{\rho} \quad (1)$$

$f(x, y)$ Dépend de la distribution de flux de chaleur imposé pour un flux donné, $\dot{Q} = \dot{m}h_{fg}$

Le gradient de pression de liquide dans la structure poreuse est donné par la relation de Darcy suivant :

$$u = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}; \quad v = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \quad (2)$$

En Substituant Eq.2 dans Eq.1, la distribution de la pression de liquide devient:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = \frac{\mu f(x, y)}{\rho K} \quad (3)$$

Les conditions aux limites les champs de pression et de vitesse sont représentés dans la Figure 2.

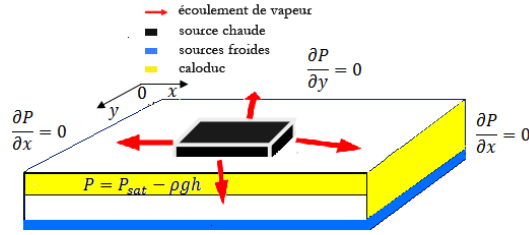


Figure 2 : conditions aux limites imposées sur la chambre de vapeur (FPHP)

Ces conditions aux limites signifient qu'il n'y a aucun écoulement à travers les frontières du caloduc. A l'interface liquide/vapeur, la pression varie suite de la variation de la fonction source dans la direction verticale. La condition de Dirichlet sur la partie inférieure de la mèche est donnée comme suivant:

$$P = P_{sat} - \rho gh \quad (4)$$

Cette équation a la forme de l'équation de Poisson qui peut être résolu analytiquement [30]. La méthode du volume fini (FVM) est utilisée dans le présent travail pour résoudre cette équation.

En intégrant Eq.3 sur un volume de contrôle fini (dimension Δx dans la direction x et Δy dans la direction y), nous avons:

$$\iint \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} dx dy + \iint \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} dx dy = - \iint \frac{\mu f(x, y)}{\rho K} dx dy \quad (5)$$

En introduisant les notations N (nord), S (sud), W (ouest) et E (est), l'équation est simplifiée comme suit:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x_e} - \frac{\partial P}{\partial x_w} \right) \Delta y + \left(\frac{\partial P}{\partial y_n} - \frac{\partial P}{\partial y_s} \right) \Delta x = - \frac{\mu f(x, y)}{\rho K} \Delta x \Delta y \quad (6)$$

Cette équation est ensuite discrétisée en appliquant la méthode du schéma central :

$$\left(\frac{P_E - P_p}{\Delta x} \right) \Delta y - \left(\frac{P_p - P_W}{\Delta x} \right) \Delta y + \left(\frac{P_N - P_p}{\Delta y} \right) \Delta x - \left(\frac{P_p - P_S}{\Delta y} \right) \Delta x = - \frac{\mu f(x, y)}{\rho K} \Delta x \Delta y \quad (7)$$

Pour tenir compte du gradient de la pression à l'interface liquide / vapeur, on suppose que le point «P» au centre du volume de contrôlé est situé à l'interface d'où:

$$\frac{\partial P}{\partial y_s} = 2 \frac{P_p - P_{sat}}{\Delta y} \quad (8)$$

Le gradient de pression le plus important serait dans la mèche, il est déterminé par le rayon effectif et la tension superficielle. Le rayon effectif est déterminé par la taille moyenne des pores dans la mèche. La pression capillaire minimale dans la mèche est donné par :

$$P_{mc} = P_{sat} - \frac{2\sigma}{r_{eff}} \quad si \quad P_{sat} > \frac{2\sigma}{r_{eff}} \quad (9)$$

Si la pression de vapeur est inférieure à la pression capillaire, l'angle de contact du ménisque changera. Cela entraînera le changement du rayon effectif. Dans ce cas, l'équation ci-dessous est utilisée

$$P_{mc} = 0 \quad si \quad P_{sat} < \frac{2\sigma}{r_{eff}} \quad (10)$$

La perte de pression total dans la mèche après avoir résolu Equation.1 sera:

$$P_{totale}(x, y) = P_{frottement}(x, y) + P_{hydraustatique}(x, y) \quad (11)$$

La pression minimale dans le champ de pression total peut être comparée à la pression critique. Si la pression minimale est supérieure à la pression critique, la mèche a plus de capacité de pompage. Si la pression minimale est inférieure à la pression critique, un assèchement se produit dans la mèche et le modèle sera invalide.

3. Discussion

Le modèle numérique est appliqué pour 3 types de e mousse métallique en cuivre avec une mèche en poudre fritté de cuivre typiquement utilisé les applications microélectroniques industriels. Les propriétés des ces structures poreuses sont présentée dans le tableau 1.

Tableau 1 : Propriétés des structures poreuses [48]

Matériaux (cuivre)	Porosité ε (%)	Conductivité thermique k (W/m.K)	perméabilité K (m^2)	Rayon capillaire r_{eff} (μm)
Poudre fritté	30-50	40	9.4110^{-12}	27
Mousse 250PPI	60	30	1.310^{-11}	47
Mousse 60PPI	70	10	1.110^{-10}	89
Mousse 50PPI	75	7	1.3710^{-09}	100

La structure nominale testée est la Mousse métallique en cuivre 250 PPI.

La temperature de fluide fonctionnement (eau) est choisit égale à 60°C qui est généralement la température de fonctionnement pratique [58]. La source de chaleur est appliquée sur 9 positions dans la région d'évaporation (Figure 1).

Sur la figure 3, le champ de pression obtenu par le modèle numérique est représenté pour un flux de chaleur normal imposé de 13.3 KW/m² en position 1. Les isobares dans la partie supérieur du caloduc sont nettement affectés le point chaud. La distance entre la ligne 1750Pa et 1600Pa est diminué en position horizontale au point chaud dû à la chute de pression qui se manifeste autour de ce point de chaud dans laquelle le débit massique est important et les forces de frottements sont plus significatives. En position verticale les isobares croient de la base de la structure poreuse jusqu'à sommet de celle-ci parce que le débit massique dans la mèche diminue vers le haut en raison de l'évaporation. La pression minimale ($P_{Critique} = 1710.6$ Pa) est marquée par un petit cercle rouge au dessus de la mèche. Dans ce cas, un dessèchement se produit au sommet de la mèche et non dans le point chaud.

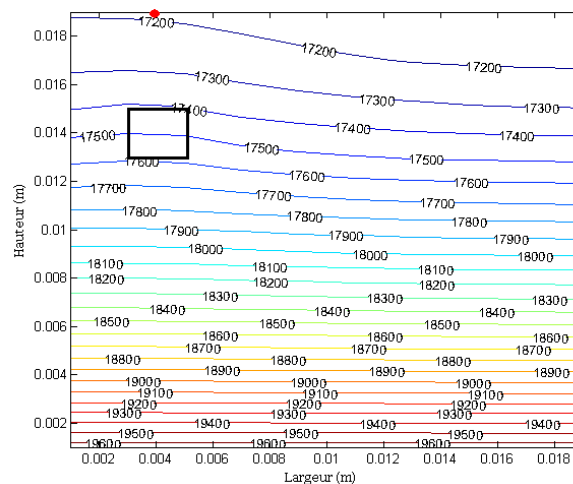


Figure 3 : Distribution de champs de pression dans la structure poreuse en position 1

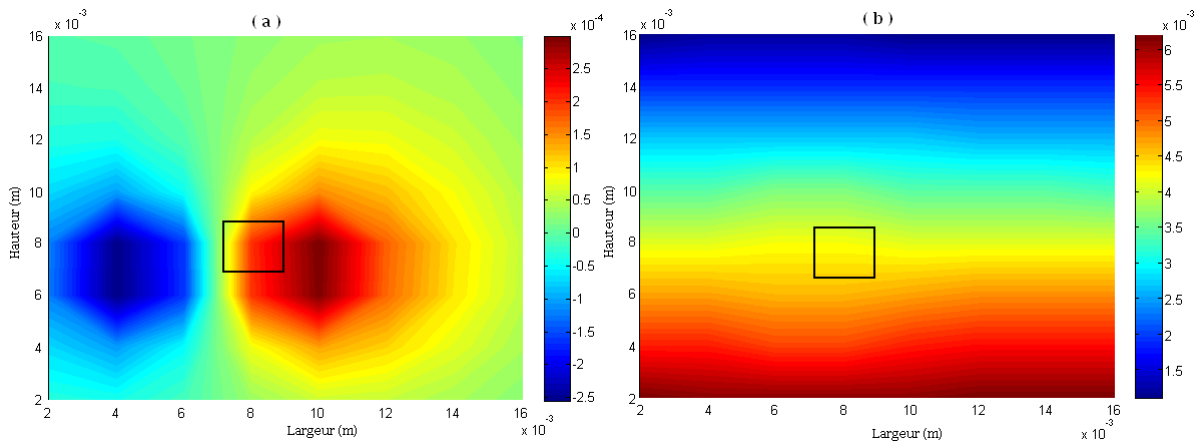


Figure 4 : Distribution de champs des vitesses dans la structure poreuse en position 5 : (a) vitesse axiale u et (b) vitesse radiale v.

La figure 4 présente les champs des vitesses en position centrale. Le liquide s'écoule des zones libres (adiabatiques) vers l'emplacement des composants électroniques où il s'évapore (absorption de masse de liquide). Dans la mèche inférieure (initialement saturé avec du liquide), le liquide est pompé du cœur de l'espace liquide vers les extrémités pour ensuite alimenter la mèche supérieure. L'écoulement est nettement supérieur en s'approchant du point chaud puis il diminue en s'éloignant de celle-ci vue car il est transformé en vapeur. de la vapeur s'effectue dans un sens inverse à celui du liquide (génération de masse au niveau des composants).

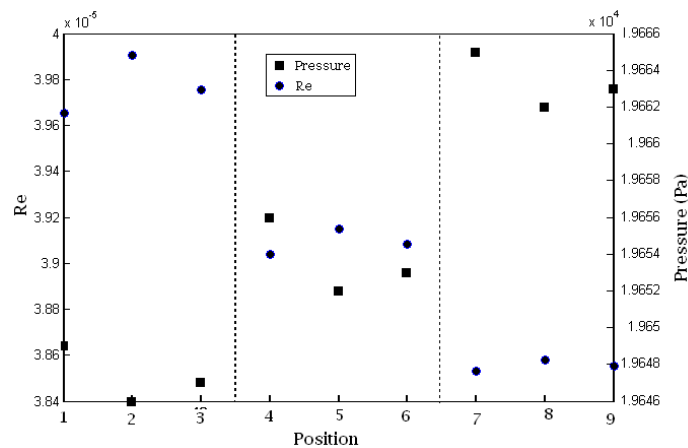


Figure 5 : limite de pression capillaire maximale et nombre de Reynolds en fonction de positions

Figure 5 montre les meilleures positions possibles des points chauds. Les positions centrales 4, 5, et 6 (soit horizontalement ou verticalement) peuvent recevoir le liquide symétriquement par toutes les cotés de la structure poreuse. La résistance augmente avec la distance par rapport à l'axe, et par conséquent la chaleur moyenne maximale diminue. La position verticale du point chaud est plus importante que la position horizontale pour les cas analysés.

Les observations importantes de l'analyse sont les suivantes:

- Les positions 7 et 9 sont les deux points chauds les plus nuisibles pour une mèche verticale. Les points chauds du coin inférieur sont critiques car ils sont associés à des distances moyennes longues pour l'écoulement de liquide jusqu'à la région de condensation et un débit massique locale élevée à la frontière du point chaud. Ces points chauds conduiront un flux thermique élevé dans la mèche entière.
- La position 8 est moins préjudiciable que la position 1 et la position 3 car elle peut recevoir le liquide par ces deux cotés.
- Un point chaud en position 1, 2 ou 3 conduira à des flux thermiques moyens élevés, car La résistance d'écoulement moyenne est réduite par rapport au cas de flux de chaleur uniforme. Dans points chauds dans ces positions peut ne pas être suffisante pour provoquer le dessèchement car la limite capillaire maximale n'est pas très inférieure.

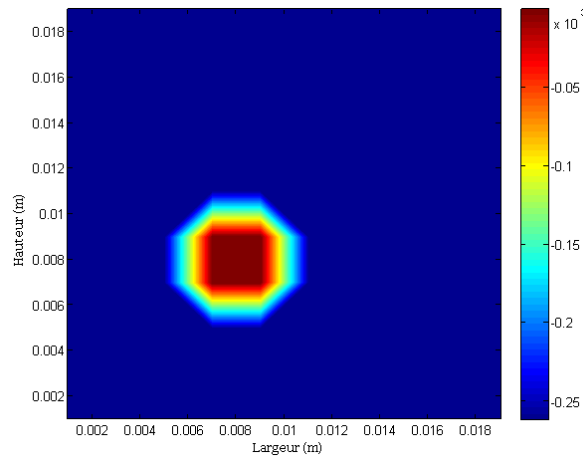


Figure 6 : Distribution de densité de flux de chaleur dans la structure poreuse en position 5.

La Figure 6 donne la distribution de la densité de flux thermique en position centrale pour une densité initiale de flux de 13.3 kW/m^2 . La densité de chaleur maximale que le caloduc peut supporter est de atteinte dans cette position est de 59.4 kW/m^2 dans ce cette position, qui la meilleur position comme indiqué précédent. A ce point chaud et pour un flux imposé, la densité thermique maximale pour la mousse métallique 50PPI est 267.6 kW/m^2 , pour la mousse métallique 60PPI 248.9 kW/m^2 , et pour la poudre fritté 77.2 kW/m^2 . On peut conclure que la mousse métallique 50PPI performe mieux en le comparant avec les autres types.

Conclusion

Les performances en régime stationnaire d'une chambre de vapeur plat en position verticale ont été déterminées à partir d'un modèle mathématique bidimensionnel simple dans la région poreuse. La simulation numérique permet de comparer 3 types de structures poreuses utilisant la mousse métallique et aussi la poudre métallique conventionnelle souvent utilisé dans ces types de caloducs pour le refroidissement de plusieurs composants électroniques. Les résultats montrent la mousse métallique 50PPI performe mieux et que la position centrale donne la meilleure solution. un flux de chaleur sur la partie supérieure de la mèche entraîne une capacité de transport de chaleur inférieure qu'un flux de chaleur semblable dans la partie inférieure où un dessèchement local peut se produire. Une étude approfondie peut être envisagé vue que la des caloducs est prometteuse pour les systèmes de refroidissement électronique comme y compris le refroidissement des parois cellulaires dans l'électrolyse d'aluminium.

Nomenclature

Symbole

k	Conductivité thermique, $W/m.K$
K	Perméabilité, m^2
T	Température, K
P	Pression, Pa
h	Hauteur, m
h_{fg}	Chaleur latente, J/kg
g	Constante de gravité, m/s^2

Symboles grecs

ε	Porosité
μ	Viscosité dynamique, $Pa.s$
ρ	Masse volumique, kg/m^3
σ	Tension surfacique, J/m^2
Exposant, Indices	
eff	effective
mc	capillaire, maximale
sat	saturation

Références

- [1] Rullière, R., Lefèvre, F., Lallemand, M., Prediction of the maximum heat transfer capability of two-phase heat spreaders - Experimental validation, Int. J. Heat Mass Transfer, 50, pp. 1255-1262, 2007.
- [2] Lefèvre, F., Rullière, R., Pandraud, G., Lallemand, M., Prediction of the temperature field in flat plate heat pipes with micro-grooves - Experimental validation, Int. J. Heat Mass Transfer, 51, pp.4083-4094, 2008.
- [3] Sonan, R., Harmand, S., Pellé, J., Léger, D., Fakès, M., Transient thermal and hydrodynamic model of flat heat pipe for the cooling of automotive electronic components, Int. J. Heat Mass Transfer, 51, pp. 6006-6017, 2008

- [4] Harmand, S., Sonan, Fakès, M., Hassan, H., Transient cooling of electronic components by flat heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 31, p.p. 1877-1885, 2011.
- [5] Wong, S. and Lin, Y. (2011). Effect of copper surface wettability on the evaporation performance: Tests in a flat-plate heat pipe with visualization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 54, number 17-18, p. 3921-3926.
- [6] Brahim, T. and Jemni, A. (2012). Heat Pipe Simulation under Critical Conditions. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 3, 033003, Vol. 3, No. 3, 7 pages. DOI: 10.5098/fhp.v3.3.3003.
- [7] Brahim, T. and Jemni, A. (2016). Numerical case study of packed sphere wick heat pipe using Al₂O₃ and CuO based water nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering* 8 311. DOI-<http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2016.09.002>.
- [8] Lips, S., Lefevre, F. and Bonjour, J. (2009). Nucleate boiling in a flat grooved heat pipe. *International Journal of Thermal Sciences*, volume 48, number 7, p. 1273-1278.
- [9] Chen, S., Hsieh, J., Chou, C., Lin, H., Shen, S. and Tsai, M. (2007). Experimental investigation and visualization on capillary and boiling limits of micro-grooves made by different processes. *Sensors and Actuators, A: Physical*, volume 139, number 1-2, p. 78-87.
- [10] Shwin-Chung Wong and Chung-Wei Chen (2012). Visualization and evaporator resistance measurement for a groove-wick flat-plate heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 55, number 9-10, p. 2229-34.
- [11] Romestant C., Alexandre A., Labuthie A.J., Etude expérimentale du réamorçage de caloducs sous accélération, Congrès SFT, Valenciennes, France, 1996
- [12] El-Genk M.S., Saber H.H., Performance envelopes of gravity assisted two-phase thermosyphon, X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [14] Brahim, T. and Jemni, A. (2014). Effect of the Heat Pipe Adiabatic Region, *J. Heat Transfer* 136(4), 042901, Copyright by ASME. doi:10.1115/1.4025132.
- [15] Avenas Y, Ivanova M, Popova N, Schaeffer C, Schanen JL, Bricard A (2002). Thermal analysis of thermal spreaders used in power electronics cooling. *Ind. Appl. Conf., 37th IAS Annu. Meet.*, 1: 216– 221.
- [16] Yimin Xuan, Yuping Hong, Qiang Li, 2004, Investigation on transient behaviors of flat plate heat pipes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 28: p.249–255.
- [17] Yasushi K, Hideaki I, Masataka M, Yuji S, Shuichi T (2006). Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber. *Appl. Therm. Eng.*, 26: 1669–1676.
- [18] Raffaele Savino, Yoshiyuki Abe, Raimondo Fortezza, 2008, Comparative study of heat pipes with different working fluids under normal gravity and microgravity conditions, *Acta Astronautica* vol. 63: pp. 24– 34.
- [19] Bin Xiao, Amir Faghri, 2008, A three-dimensional thermal-fluid analysis of flat heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 51: p. 3113–3126.
- [20] Do, K.H., Ha, H. J., Jang, S.P., Thermal resistance of screen mesh wick heat pipes using the water-based Al₂O₃ nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **53**, pp. 5888-5894, 2010.
- [21] Wang JC (2011). Thermal investigations on LED vapor chamber-based plates. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 38: 1206–1212.
- [22] Wong SC, Lin YC, Liou JH (2012). Visualization and evaporator resistance measurement in heat pipes charged with water, methanol or acetone. *Int. J. Therm. Sci.* 52: 154-160.
- [23] Lu, T., Ultralight porous metals: from fundamentals to applications, *Acta Mechanica Sinica, Chinese J. Mech*, vol.18, pp.457-479, 2002.
- [24] Boomsma, K., Poulikakos, D. and Zwick, F. (2003). Metal foams as compact high performance heat exchangers. *Mechanics of Materials*, volume 35, number 12, p. 1161-1176.
- [25] Phillips, E. C. (1969). *Low-temperature heat pipe research program* (technical report). NASA, United states, 116 p.
- [26] Peterson, G. P., Carbajal, G., Sobhan, C. B., Queheillalt, D. T. and Wadley, H. N. G. (2006). Thermal response of a flat heat pipe sandwich structure to a localized heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 49, number 21-22, p. 4070-81.
- [27] Carbajal, G., Sobhan, C. B., Bud Peterson, G. P., Queheillalt, D. T. and Wadley, H. N. G. (2007). A quasi-3D analysis of the thermal performance of a flat heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 50, number 21-22, p. 4286-4296.
- [28] Queheillalt, D. T., Carbajal, G., Peterson, G. P. and Wadley, H. N. G. (2008). A multifunctional heat pipe sandwich panel structure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 51, number 1-2, p. 312-326.
- [29] Huang X.Y., Liu c.y., "The pressure and velocity fields in the wick structure of a localized heated flat plate heat pipe", 1995, Pergamon
- [30] Huang X.Y., Liu c.y., "The pressure and velocity field in the wick of a localized heated flat heat pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 6, pp. 1325-1330, 1996.