

Etude numérique de dimensionnement et d'optimisation d'un caloduc spatial innovant.

Numerical study for the design and optimization of an innovative space heat pipe.

Mathilde BOIS^{1,2*}, Simon BASSET¹, Bénédicte CHAMPEL¹, Mathieu MARIOTTO¹, Michel GRADECK²

¹Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, DTCH, 38000 Grenoble, France

²Université de Lorraine, CNRS, LEMTA, F-54000 Nancy, France

*(auteur correspondant : mathilde.bois@cea.fr)

Résumé - Les caloducs sont des dispositifs de transfert de chaleur très performants dont le fonctionnement se base sur le changement de phase d'un fluide à l'intérieur d'une enceinte fermée. Ils sont couramment utilisés sur les satellites de télécommunications pour assurer le contrôle thermique des éléments embarqués. Le caloduc étudié dans ce travail de recherche se caractérise par une géométrie et un mode de fabrication innovants, conçus pour repousser certaines limites de fonctionnement (limite capillaire et limite d'ébullition) par rapport aux caloducs conventionnels. A l'évaporateur, un montage capillaire appelé « ménisque inversé » est configuré. Une simulation à fin d'optimisation de la géométrie d'un évaporateur à ménisque inversé intégré dans un caloduc CARAIRE est étudiée dans cet article.

Abstract - Heat pipes are highly efficient heat transfer devices whose operation is based on the phase change of a fluid within a closed chamber. They are commonly used in telecommunications satellites to ensure the thermal control of onboard components. The heat pipe studied in this research is characterized by an innovative geometry and manufacturing method, designed to overcome some operational limitations (capillary and boiling limits) compared to conventional heat pipes. At the evaporator, a capillary arrangement known as the "inverted meniscus" is configured. A numerical modeling for optimization of the previous innovative evaporator is studied in this paper.

Nomenclature

ΔP	perte de charge, Pa	T	Température, K
Q	puissance thermique, W	e	épaisseur, m
q''	densité de flux thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient de transfert thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	ρ	masse volumique du fluide, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
f_D	coefficient de frottement de Darcy	μ	viscosité dynamique, Pa.s
D_h	diamètre hydraulique, m	λ	conductivité thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
L	longueur de la section, m	<i>Indices et exposants</i>	
v	vitesse de l'écoulement, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	l	liquide
k	perméabilité, m^2	v	vapeur
S	section de passage liquide, m^2	w	poreux
\dot{m}	débit massique, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	p	paroi
		$evap$	évaporateur

1. Introduction

Le contrôle thermique des composants électroniques des satellites de télécommunication requiert des systèmes de refroidissement performants, peu encombrants et autonomes. Les

caloducs à pompage capillaire apparaissent comme une solution efficace pour le contrôle thermique dans les applications spatiales. Les caloducs sont des dispositifs passifs de transport de chaleur très efficaces dont le fonctionnement repose sur le changement de phase d'un fluide de travail dans une enceinte fermée entre une source chaude (évaporateur) et une source froide (condenseur). Pour les applications spatiales, on utilise généralement des caloducs dits « à rainures réentrant » utilisant de l'ammoniac comme fluide de travail ; ils sont réalisés en aluminium. La configuration classique est une configuration cylindrique réalisée par extrusion mais une configuration innovante, nommée CARAIRE, réalisée par soudure-diffusion de plaques usinées a été développée dans le but d'améliorer la limite capillaire comparée à celle des caloducs classiques [1].

La miniaturisation et l'augmentation des densités de puissance des composants électroniques posent en effet un défi majeur à ces caloducs. Les densités élevées peuvent provoquer la formation de bulles de vapeur à l'évaporateur et, dans certains cas, l'assèchement de la paroi, entraînant des surchauffes localisées. Pour éviter ce potentiel problème, les boucles diphasiques à pompage capillaire, utilisent une configuration particulière d'évaporateur avec un média poreux. Cette configuration, dite à « ménisque inversé », permet d'optimiser l'évaporation et ainsi d'extraire des densités de flux élevées [2]. Le flux de chaleur arrive directement du côté de la phase vapeur et est acheminé par des piliers jusqu'à l'interface liquide – vapeur, au niveau d'un media poreux. Cette configuration d'évaporateur est rendue possible, dans le cas des caloducs CARAIRE, par l'adoption d'une géométrie rectangulaire innovante, en contraste avec les sections cylindriques traditionnellement utilisées dans les caloducs extrudés [1],[3].

Dans le cas des évaporateurs à « ménisque inversé », l'évaporation se produit à l'interface liquide - vapeur, et la vapeur générée s'évacue dans les canaux entre les piliers. Ce processus entraîne l'aspiration du liquide, à travers le media poreux, vers cette interface où se forment des ménisques capillaires, avec un angle de contact θ . En théorie, à mesure que la charge thermique augmente, l'angle de contact θ diminue progressivement jusqu'à atteindre un angle critique, moment où la capacité de pompage capillaire atteint son maximum et ne permet plus de compenser les autres forces s'opposant aux mouvements des fluides. Cette situation marque l'atteinte de la limite capillaire [4]. Pour ces évaporateurs, Kaya et Goldak [5] ont montré que la limite d'ébullition « classique », liée à la formation de bulles et à la rupture du ménisque, n'est pas atteinte. En présence d'un milieu poreux, une augmentation du flux à l'évaporateur ne provoque pas de désamorçage hydraulique, mais entraîne la formation d'une poche de vapeur dans le matériau poreux, réduisant la conductance thermique de l'évaporateur.

Différentes études, expérimentales et numériques, ont été menées afin d'identifier l'impact de divers paramètres sur les performances des évaporateurs à « ménisque inversé ». Boubaker et al. [6] ont analysé numériquement l'impact du positionnement des canaux vapeur, et ont conclu que leur intégration dans le poreux plutôt que dans le bâti métallique favorisait une augmentation du coefficient de transfert de chaleur tout en retardant l'apparition du flux critique. Odagiri et Nagano [7] ont évalué l'impact de la taille de pore du milieu poreux ($1\mu\text{m}$, $4,5\mu\text{m}$ et $22\mu\text{m}$). Les résultats expérimentaux, confortés par un modèle numérique, indiquent que le poreux présentant la taille de pore la plus élevée ($22\mu\text{m}$) se caractérise par une conductance et un flux critique plus élevés. D'autres paramètres ont également été étudiés, tels que la largeur et le nombre des canaux de vapeur [8], ou la mouillabilité des différentes surfaces en contact avec le fluide (bâti métallique ou mèche poreuse) [9,10].

L'objectif des travaux est de modéliser et d'optimiser la géométrie d'un évaporateur à ménisque inversé intégré dans un caloduc CARAIRE. Pour ce faire, une modélisation couplée combinant simulation numérique (Flow Simulation) et analytique (Engineering Equation Solver - EES) est mise en œuvre pour évaluer et optimiser les performances de ce caloduc.

L'article présente dans un premier temps la modélisation mise en œuvre. Dans une seconde partie, les résultats obtenus sont présentés et discutés, via une comparaison entre toutes les configurations étudiées. Pour finir, la configuration permettant d'optimiser les performances du caloduc est identifiée.

2. Modélisation numérique mise en œuvre

2.1. Géométrie du caloduc à évaporateur à ménisque inversé

La disposition du caloduc à évaporateur à « ménisque inversé » étudié dans ce travail est présentée en Figure 1. Il se divise en trois sections principales : un évaporateur, un condenseur et une zone adiabatique. La longueur du caloduc dans l'ensemble de l'étude est 1m, avec une longueur de 20cm pour l'évaporateur, et 20cm pour le condenseur.

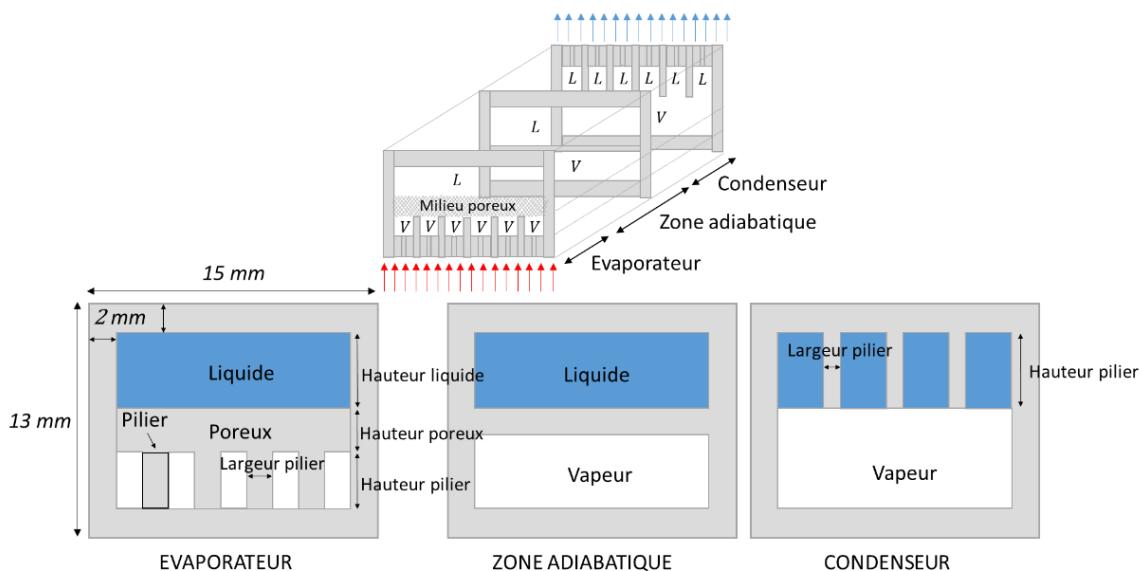


Figure 1 : Schéma du caloduc

L'évaporateur comprend des canaux dédiés à la vapeur, un média poreux et un canal pour le liquide. Trois configurations seront étudiées en fonction du nombre de piliers à l'évaporateur : 3, 4 et 5 piliers. Ces derniers appartiennent soit à la structure poreuse, soit à la structure métallique. Les dimensions extérieures du caloduc (15×13 mm) et l'épaisseur (2 mm) de l'enveloppe métallique restent constantes. Les paramètres variables sont le nombre de piliers, ainsi que leur largeur [entre 0,5 et 3 mm] et hauteur [entre 1 et 4 mm]. Le condenseur est constitué de canaux ouverts pour le liquide, et d'un canal vapeur, tandis que la zone adiabatique intègre un canal unique pour chaque phase du fluide.

2.2. Calcul des pertes de charge et de la limite capillaire

Les pertes de charge des écoulements liquide et vapeur sont évaluées séparément pour l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur. Les pertes de charges singulières liées aux variations de géométries entre ces trois parties du caloduc ne sont pas prises en compte. Dans toutes les sections du caloduc hormis le milieu poreux, l'écoulement du fluide est longitudinal. Les pertes de charges sont calculées à l'aide de la relation de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P = f_D \frac{L}{D_h} \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.1)$$

Avec ΔP les pertes de charge en Pa, f_D le coefficient de frottement de Darcy, L la longueur de la section en m, D_h le diamètre hydraulique en m, ρ la masse volumique du fluide en $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ et v la vitesse d'écoulement en $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

L'écoulement du liquide dans le milieu poreux à l'évaporateur se fait en revanche dans une direction transverse à l'axe principal du caloduc. La loi de Darcy est utilisée pour calculer les pertes de charge dans cette zone :

$$\frac{\Delta P_w}{e_w} = \frac{\dot{m}_l \mu_l}{\rho_l k S} \quad (2.2)$$

Avec e_w l'épaisseur de poreux en m, μ_l la viscosité dynamique en $\text{Pa} \cdot \text{s}$ et k la perméabilité en m^2 , S la section de passage liquide en m^2 . Le calcul de la limite capillaire permet de connaître la charge thermique pour laquelle l'équilibre entre la pression motrice capillaire maximale et les pertes de charge liquide et vapeur le long de l'écoulement [11] est atteint :

$$P_{cap} = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_w \quad (2.3)$$

Avec P_{cap} la pression capillaire en Pa, ΔP_l les pertes de charge liquide en Pa, ΔP_v les pertes de charge vapeur en Pa et ΔP_w les pertes de charge dans le milieu poreux en Pa.

La pression motrice capillaire s'exprime à partir de la loi de Young-Laplace, qui dans le cas d'un milieu poreux s'exprime comme :

$$P_{cap} = \frac{2\gamma_l \cos\theta}{R_e} \quad (2.4)$$

Avec γ_l la tension de surface, en $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ou $\text{J} \cdot \text{m}^{-2}$, θ l'angle de mouillage en degré et R_e le rayon capillaire effectif en m. Le diamètre de pore est fixé à $50 \mu\text{m}$; ce choix plus défavorable que celui de $22 \mu\text{m}$ utilisé par Odagiri et Nagano [7], permet d'adopter une approche conservatrice pour l'évaluation de la limite capillaire. L'ensemble de ces calculs est réalisé avec un programme développé sous environnement EES, en fonction des données géométriques associées à chaque configuration modélisée.

2.3. Calcul de la conductance thermique à l'évaporateur

La conductance thermique globale de l'évaporateur est déterminée conformément aux travaux de Hoa [12] et Gourdache [13], en spécifiant notamment le coefficient d'échange thermique au niveau de l'évaporation. Une modélisation thermique en 2D de l'évaporateur du caloduc est développée à l'aide du logiciel de simulation numérique Flow Simulation de SolidWorks. Ce choix s'explique par l'uniformité des phénomènes thermiques sur toute la longueur, ce qui permet de simplifier les calculs. Les hypothèses de modélisation sont les suivantes : régime permanent, poreux saturé de liquide, aucune présence de poche vapeur, conduction thermique pure (pas de convection, pas d'écoulement), aucun échange thermique avec l'extérieur, et aucun échange thermique avec la vapeur dans les canaux vapeur, pas de conduction ni de convection.

Le maillage a été affiné dans les zones de contact entre les piliers, le milieu poreux et le canal vapeur, jusqu'à obtenir une convergence stable des résultats en température. La taille minimale de maille au niveau de la zone de la ligne triple est de $1.8 \mu\text{m}$. Les conditions aux limites et les données d'entrée thermiques imposées au modèle sont les suivantes : une densité de flux à l'évaporateur $q'' = 10 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ et une température de la zone vapeur $T_v = 80^\circ\text{C}$. Une valeur de $10^7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ est choisie pour le coefficient d'échange thermique au niveau de la zone d'évaporation (h_{ev}). Cette valeur a été évaluée à partir du modèle de Hertz-Knudsen-Shrage [14].

L'hypothèse de poreux saturé de liquide permet de localiser la zone d'évaporation au niveau du contact entre le milieu poreux et les canaux vapeur. Cette hypothèse permet également de déterminer une conductivité du milieu poreux qui n'est pas fonction de la teneur en liquide mais seulement de la porosité ϵ . La valeur prise pour la porosité du milieu poreux est de 40%. La conductivité équivalente calculée pour le milieu poreux en utilisant la corrélation Effective Medium Theory (EMT) [15] est alors de $80 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. La conductance thermique globale de l'évaporateur en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ est alors obtenue à partir de l'écart de température entre la paroi à la base de l'évaporateur et la température de saturation de la vapeur, selon la relation suivante :

$$G_{eq} = \frac{q''}{T_p - T_v} \quad (2.5)$$

Avec q'' la densité de flux appliquée en W.m^{-2} , T_p et T_v respectivement les températures de paroi et de vapeur en K. La conductance thermique est rapportée à la surface où le flux de chaleur est appliqué à la base de l'évaporateur.

3. Résultats et discussion

3.1. Calcul de la limite d'ébullition

Dans les évaporateurs de boucles à pompage capillaire, il ne se produit pas d'ébullition comme dans les caloducs à rainures classiques. Toutefois, les travaux antérieurs (numériques et expérimentaux) ont mis en évidence la création et la propagation d'une poche de vapeur dans la zone poreuse lorsque la densité de flux appliquée à l'évaporateur augmente [7]. Bien que les premiers stades dans lesquels apparaît la poche vapeur ont été identifiés comme les plus performants du point de vue de la conductance thermique de l'évaporateur, nous considérons que la limite d'ébullition est atteinte dès que la poche vapeur apparaît. La limite d'ébullition est calculée en reprenant l'hypothèse de Kaya et Goldak [5], selon laquelle l'apparition de la poche vapeur se fait lorsque l'écart entre la température du liquide sous le pilier et la température de saturation atteint quelques Kelvin. Cette limite est calculée à l'aide de la relation suivante :

$$Q_{ebu} = \Delta T G_{ev} S_{evap} \quad (3.1)$$

Avec Q_{ebu} la limite d'ébullition en W, $\Delta T = T_{l,sous_pilier} - T_v = 3\text{K}$ [16], S_{evap} la surface où est appliquée la puissance thermique à l'évaporateur en m^2 et G_{ev} en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ la conductance d'évaporation de l'évaporateur calculée à partir de l'écart de température entre la température du liquide sous le pilier et la température de saturation de la vapeur à partir des champs de température issus des simulations 2D.

3.2. Calcul de la conductance globale

La conductance thermique au condenseur du caloduc est calculée en considérant une géométrie fixe pour le condenseur et en utilisant l'approche de Kamotani [17] :

$$G_{Kamotani} = \left(\frac{C + \frac{\lambda_l \delta}{\lambda_s w_f}}{\lambda_l L N} \right)^{-1} \quad (3.2)$$

Avec $C = 0.0701$ pour le condenseur (issu de mesures expérimentales), δ la profondeur de la rainure en m, w_f la largeur de l'ailette en métal en m, L la longueur du condenseur en m et N le nombre de rainures.

L'association des conductances thermiques à l'évaporateur et au condenseur permet alors de calculer la résistance globale du caloduc à partir de la relation suivante :

$$G_{tot} = \left(\frac{1}{G_{eq} S_{evap}} + \frac{1}{G_{Kamotani}} \right)^{-1} \quad (3.3)$$

Avec G_{eq} la conductance équivalente de l'évaporateur en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, $G_{Kamotani}$ la conductance du modèle de Kamotani au condenseur en W.K^{-1} . La conductance dans la partie adiabatique est considérée comme infinie.

3.3. Résultats et synthèse

Le modèle couplé présenté précédemment permet pour chaque configuration d'évaporateur de déterminer 3 indicateurs de performance du caloduc : la limite capillaire, la limite d'ébullition, et la conductance globale. Le minimum entre la limite capillaire et la limite d'ébullition est considéré comme la limite de fonctionnement global, notée Q_{max} . Les configurations optimales recherchées sont celles permettant de maximiser la conductance du caloduc, ainsi que la limite de fonctionnement global. La Figure 2 présente les fronts de Pareto associés à ces deux indicateurs, obtenus pour les six configurations étudiées : 3, 4 et 5 piliers, localisation des piliers dans la structure métallique ou dans la structure poreuse. Chaque point sur la courbe est associé à un doublet de nombres représentant la géométrie : (largeur du pilier, hauteur du pilier), la hauteur du milieu poreux est fixée à 2 mm et ne varie pas. Les dimensions étant exprimées en millimètres.

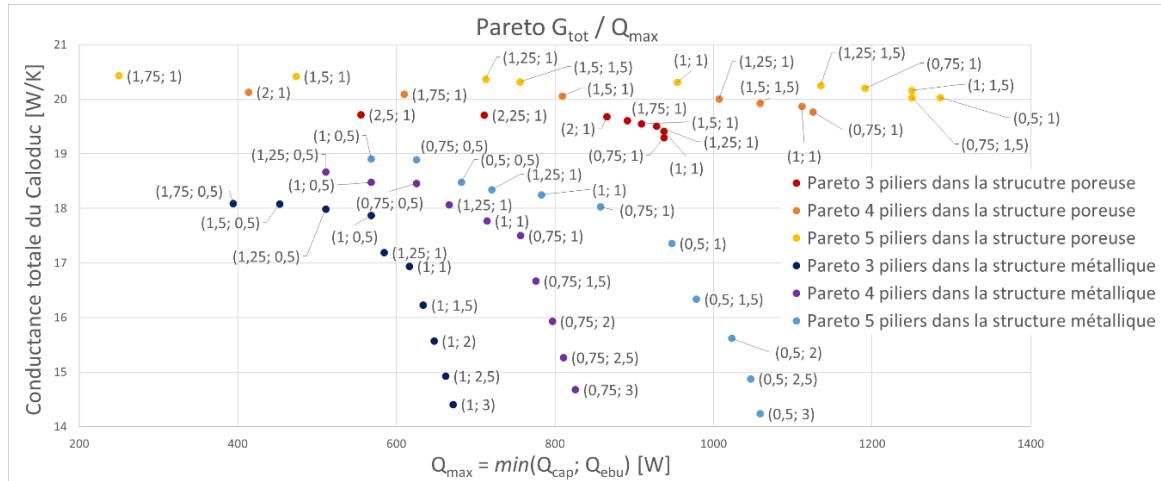


Figure 2. Comparaison des Pareto : G_{tot} / Q_{max}

On peut voir que les configurations avec des piliers dans la structure poreuse offrent de meilleures performances en termes de conductance et de puissance admissible, conformément aux résultats de Boubaker et al. [6]. Par ailleurs, les configurations à 5 piliers présentent des performances supérieures aux configurations à 3 piliers et 4 piliers. Ce résultat s'explique par le fait qu'un plus grand nombre de canaux vapeur augmente la surface d'évaporation via la démultiplication des lignes triples, réduisant les gradients de température entre la paroi évaporateur et la vapeur, et améliorant ainsi la performance globale du transfert de chaleur. On constate également que les performances sont optimales pour des piliers étroits et de petite taille, avec des largeurs comprises entre 0,5 et 1,75 mm et des hauteurs allant de 0,5 à 3 mm, bien que les conductances soient plus faibles pour des hauteurs de 2,5 et 3 mm. Il en résulte qu'il est préférable d'opter pour des piliers de dimensions réduites. Le choix d'une configuration optimale nécessite un compromis entre la maximisation de la conductance totale et

l'augmentation de la puissance admissible du caloduc. La configuration [0,5 ;1 ;2] pour 5 piliers dans la structure poreuse a été sélectionnée comme étant la plus optimale (Figure 3).

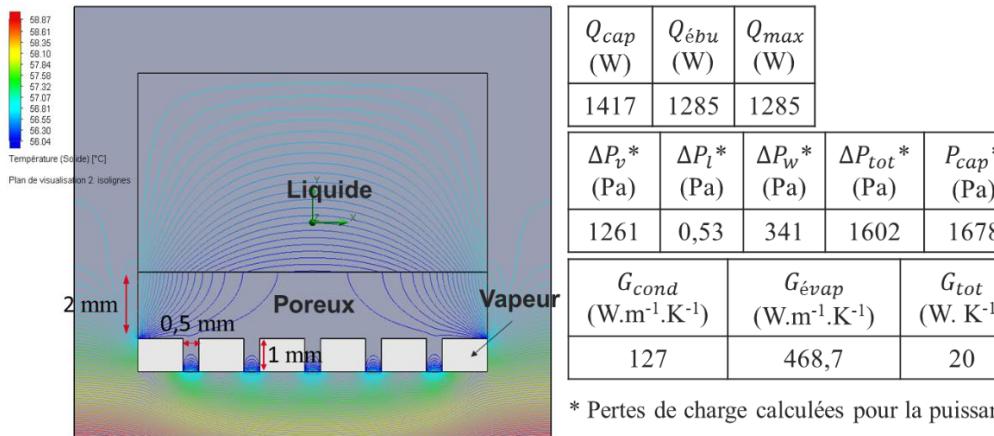


Figure 3. Lignes isothermes obtenues par simulation pour la configuration optimale pour une puissance de 10 W.cm⁻², et indicateurs de performance associés

Pour cette configuration, la modélisation thermique 2D de l'évaporateur révèle d'importantes variations des lignes de champ au niveau du contact entre les piliers et la structure métallique (Figure 3). On constate de plus que c'est la limite d'ébullition qui constitue la limite de fonctionnement dominante. Il apparaît que les pertes de charge (calculées pour Q_{max}) dans les canaux liquides sont négligeables par rapport à celles de la phase vapeur et de l'écoulement liquide dans le milieu poreux. On peut enfin noter que la conductance totale est dominée par la résistance du condenseur.

4. Conclusion

En conclusion, cette étude a permis d'étudier numériquement un caloduc intégrant un évaporateur en configuration « ménisque inversé » et d'évaluer l'impact des différents paramètres géométriques dans la zone évaporateur sur ses performances.

Les résultats montrent que la configuration des piliers dans la structure poreuse offre des performances supérieures en termes de conductance thermique et de puissance admissible, par rapport aux configurations avec des piliers dans la structure métallique. Parmi les différentes configurations testées (3, 4 et 5 piliers dans la structure poreuse), un compromis doit être trouvé entre la maximisation de la conductance et de la puissance admissible. Après avoir tracé les fronts de Pareto et analysé les performances, une configuration optimale a été sélectionnée. Cette configuration d'évaporateur intégré dans un caloduc, répondrait aux limites actuelles des performances des caloducs spatiaux, offrant ainsi une solution efficace et équilibrée. Il est prévu par la suite de caractériser expérimentalement une telle configuration d'évaporateur.

Références

- [1] J.-A. Gruss, B. Champel, et M. Mariotto, « Caloduc a pompage capillaire a rainures reentrantres offrant un fonctionnement amelioré », EP 3 553 445 B1
- [2] V. M. Kiseev, V. V. Vlassov, et I. Muraoka, « Optimization of capillary structures for inverted meniscus evaporators of loop heat pipes and heat switches », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, n° 9-10, p. 2143-2148, avr. 2010, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.032.

- [3] M. Mariotto, B. Champel, et J.-A. Gruss, « Caloduc à section transversale non cylindrique, comprenant un évaporateur à structure d'interface vapeur/liquide améliorée afin d'augmenter la limite d'ébullition », EP 4 325 155 A1
- [4] Y. Cao et A. Faghri, « Conjugate analysis of a flat-plate type evaporator for capillary pumped loops with three-dimensional vapor flow in the groove », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, n° 3, p. 401-409, févr. 1994, doi: 10.1016/0017-9310(94)90074-4.
- [5] T. Kaya et J. Goldak, « Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, n° 17-18, p. 3211-3220, août 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.028.
- [6] R. Boubaker, S. Harmand, et V. Platel, « Numerical Analysis of the Impact of Nanofluids and Vapor Grooves Design on the Performance of Capillary Evaporators », *Transp Porous Med*, vol. 122, n° 2, p. 401-419, mars 2018, doi: 10.1007/s11242-018-1015-4.
- [7] K. Odagiri et H. Nagano, « Characteristics of phase-change heat transfer in a capillary evaporator based on microscale infrared/visible observation », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 130, p. 938-945, mars 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.139.
- [8] S. C. Wu, D. Wang, J. H. Gao, Z. Y. Huang, et Y. M. Chen, « Effect of the number of grooves on a wick's surface on the heat transfer performance of loop heat pipe », *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, n° 1, p. 371-377, oct. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.042.
- [9] Y. Nakatsugawa, K. Odagiri, A. Ueno, et H. Nagano, « Relation between triple phase contact line and vapor groove width for enhancing thermal performance of a loop heat pipe evaporator », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 195, p. 123139, oct. 2022, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123139.
- [10] C. Oka, K. Odagiri, et H. Nagano, « Effect of wettability of a porous stainless steel on thermally induced liquid-vapor interface behavior », *Surf. Topogr.: Metrol. Prop.*, vol. 5, n° 4, p. 044006, déc. 2017, doi: 10.1088/2051-672X/aa9499.
- [11] J. Bonjour *et al.*, « Systèmes diphasiques de contrôle thermique - Thermosiphons et caloducs », *Thermique pour l'industrie*, oct. 2010, doi: 10.51257/a-v1-be9545.
- [12] C. Hoa, « Thermique des caloducs à rainures axiales : études et réalisations pour des applications spatiales », École doctorale Sciences pour l'ingénieur et aéronautique, 2004. [En ligne]. Disponible sur: <https://theses.fr/2004POIT2259>
- [13] M. Gourdache, « Etude du fonctionnement d'un caloduc soumis à des forces externes », École Nationale Supérieur de Mécanique et d'Aéronautique et Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées, 1994.
- [14] P. C. Stephan et C. A. Busse, « Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, n° 2, p. 383-391, févr. 1992, doi: 10.1016/0017-9310(92)90276-X.
- [15] B. Siedel, « Analyse de la distribution des flux de chaleur et des écoulements au sein d'une LHP : modélisation par voies analytique et numérique et observations expérimentales », Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014. [En ligne]. Disponible sur: <https://theses.fr/2014ISAL0092>
- [16] T. Coquard, « Transferts couplés de masse et de chaleur dans un élément d'évaporateur capillaire », Institut National Polytechnique de Toulouse, 2006. [En ligne]. Disponible sur: <https://theses.fr/2006INPT041H>
- [17] Y. Kamotani, « Evaporator film coefficients of grooved heat pipes », in *3rd International Heat Pipe Conference*, Palo Alto, CA, U.S.A.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, mai 1978. doi: <https://doi.org/10.2514/6.1978-404>.