

ECHAHID HAMMA LAKHDAR UNIVERSITY - EL-OUED
Under the Supervision of the DGRSDT and in collaboration with the CRTI
International Pluridisciplinary PhD Meeting (IPPM'20)
23-26, 2020 1st Edition, February

Thème : Amélioration de la performance thermique d'une boucle diphasique utilisée pour le refroidissement des systèmes électroniques

Amir Henka, Redha Meneceur

Département de génie mécanique, Faculté de technologie, Université d'El-Oued, Algérie.
E-mail : henka-amir@univ-eloued.dz, redha-meneceur@univ-eloued.dz

Résumé

La modélisation et la simulation réalisées dans ce travail est pour étudier les performances thermiques en régime stationnaire d'une boucle diphasique à pompage capillaire appliquée dans le refroidissement d'un composant électronique. La méthode des volumes finis est utilisée pour analyser les phénomènes thermiques. Le système LHP (cuivre/eau) est composé d'un évaporateur comprenant une chambre de compensation et un condenseur. Les paramètres étudiés sont la puissance imposée de 20 à 100 W, la température et la résistance thermique de l'évaporateur et la ligne vapeur ainsi que l'inclinaison de l'évaporateur par rapport au condenseur (0° à 90°). Les résultats numériques ont été validés avec les données expérimentales existantes disponibles dans la littérature et ils se comparent bien avec les données expérimentales. La température et la résistance thermique de la vapeur diminuent avec l'augmentation de la puissance imposée, les valeurs maximales sont obtenues dans l'évaporateur 346 K et 0.25 K/W respectivement pour une puissance imposée de 20 W et un angle d'inclinaison $\theta=60^\circ$.

Mots clés : Boucle diphasique, LHP, performance thermique, résistance thermique, transfert de chaleur

1. Introduction

La boucle diphasique à pompage capillaire, appelée communément (Loop Heat Pipe ou LHP) a été inventé en 1974 dans l'Union Soviétique. L'apparition de la LHP était une réponse aux défis de plus en plus accroissant pour les contrôles thermiques efficaces de satellites, d'engins spatiaux, de l'électronique et les systèmes de refroidissement/chauffage.

L'utilisation des boucles à pompage capillaire (LHP) comme systèmes de refroidissement a été développé par Gerasimov et al. [1, 2]. Par la suite, Maydanik et al. [3], ont étendu la recherche pour plusieurs systèmes de LHP spécifiques en utilisant le principe de base du transfert de chaleur. Les boucles diphasiques offrent plusieurs avantages par rapport aux caloducs classiques, Maydanik [4], Bugby[5], elles ont un fonctionnement plus robuste, en particulier lorsqu'elles sont soumises à des forces volumiques externes de gravité ou d'accélération. Les LHP de taille miniature Delil et al.[6], Hoang [7] et Ku [8] s'opposent à d'autres technologies concurrentes comme les mini-caloducs, les micro-caloducs ou les diffuseurs thermiques diphasiques. Il existe plusieurs types de mini-LHP qui se distinguent par la géométrie de l'évaporateur cylindrique ou plane.

Becker et al. [9] ont étudié l'influence de la température ambiante et du condenseur, l'orientation de LHP et la puissance absorbée par la résistance thermique en régime stationnaire pour une LHP cuivre/eau dont l'évaporateur plat ovale a une épaisseur de 7mm. Veshinin et al. [10] ont montré l'influence de la charge sur l'apparition des oscillations de température, alors que Chen et al. [11] mettaient en évidence l'influence de l'orientation du condenseur et du réservoir par rapport à l'évaporateur.

Les études expérimentales montrent que la LHP est un système complexe, dans lequel les mécanismes thermiques et hydrodynamiques entre les différents composants de la boucle sont fortement couplés. Par exemple, des instabilités de température et de pression sont parfois observées après un changement des conditions de fonctionnement (puissance imposée ou température de la source froide) Cheung [12], Ku et al. [13]. De nombreux travaux de recherche portant sur les LHP peuvent être recensés dans la littérature. Il existe des synthèses bibliographiques sur ce sujet, comme celles de Ku [14], Maydanik [4], Launay et al [15].

Les travaux mentionnés ci-dessus montrent l'importance et la perspective du caloduc en boucle LHP comme un système de refroidissement performant, cette performance est assurée en termes de hauts flux de chaleur dissipés et de la flexibilité accordée à l'emplacement de l'évaporateur et du condenseur au sein de la boucle.

Dans cet article on présente une évaluation de performance thermique d'une boucle diphasique à pompage capillaire appliquée dans le refroidissement d'un composant électronique.

2. Modélisation globale de système LHP

2.1. Description du système LHP

La description de la boucle diphasique à pompage capillaire est présentée dans la figure 1. Sur la paroi rainurée de l'évaporateur est plaquée une structure capillaire. La boucle comporte aussi un réservoir, un condenseur et des tubes pour la circulation du fluide.

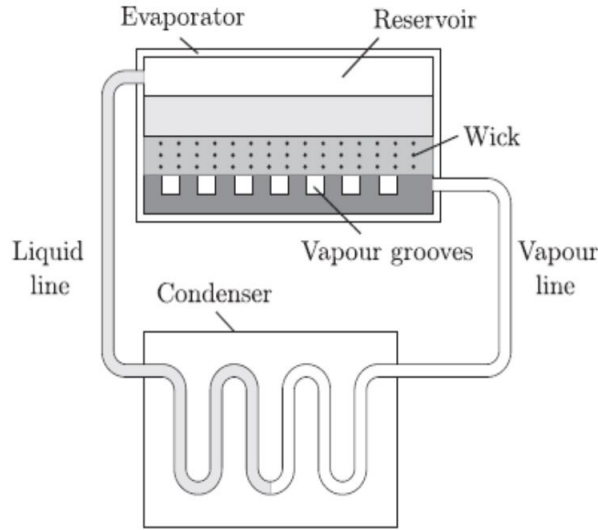


Fig.1. schéma de principe de la boucle LHP

Le travail de modélisation présenté ici est basé sur la méthode thermique. Les nœuds sont placés à des endroits judicieusement choisis au sein de la boucle diphasique, correspondant aux composants de la boucle : l'évaporateur, le réservoir, le condenseur et les conduites de liquide et de vapeur. Le modèle thermique présenté ici est composé de quatre sous modèles suivants :

- Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie au sein de l'évaporateur.
- Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie le long de la ligne vapeur.
- Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie le long de la ligne liquide.
- Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie au sein du condenseur.

La résolution de ces équations est basée sur la méthode numérique des volumes finis. Le choix de cette méthode est justifié par le fait qu'elle représente l'une des meilleures méthodes numériques utilisées, ainsi qu'elle donne des résultats bien consistants.

2.2. Bilan énergétique de l'évaporateur

Le fluide caloporteur entre dans l'évaporateur à l'état saturé et suite à l'apport de chaleur dissipée par les composants électroniques, la vapeur est surchauffée. L'équation décrivant le bilan de conservation d'énergie au niveau l'évaporateur est donnée par [7] :

$$m \frac{dT_{ev}}{dx} + T_{ev} \frac{dm}{dx} = \frac{hP_{conv}}{C_p} T_{ev} \quad (1)$$

$$\frac{dm}{dx} = \frac{q}{h_{fg}} P_{flux} \cdot x \quad (2)$$

La résolution de cette équation est faite par la méthode explicite d'Euler avec la condition à la limite :

Pour $x=0$, $T_v = T_{sat}$ et $T_{ev} = T_e - T_v$

2.3. Bilan énergétique de la ligne vapeur

Le fluide caloporteur entre dans la ligne vapeur à l'état de vapeur surchauffée. Dépendant de la longueur disponible de la ligne vapeur et de la température du milieu ambiant, la vapeur surchauffée suit un processus de désurchauffe qui peut l'amener à un état de vapeur saturée lorsque sa température est égale à la sienne (T_{sat}).

Si l'on considère un volume V , parcouru par le fluide circulant dans le sens de l'axe (ox) avec une vitesse u , le bilan d'énergie s'exprime par [7]:

$$V \frac{\partial}{\partial t} (\rho_v h) = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho_v h}{\partial x} \right) - U dA \left(\frac{h_{x+dx}}{C_{pv}} - T_{\infty} \right) \quad (3)$$

Où

U : Coefficient global de transfert de chaleur,

h : Enthalpie spécifique massique du fluide.

ρ_v : Densité de vapeur

C_{pv} : Capacité calorifique de vapeur

2.4. Bilan énergétique de la ligne liquide

Le fluide caloporteur entre dans la ligne liquide à l'état de liquide refroidi. Dépendant de la longueur disponible de la ligne liquide et de la température du milieu ambiant, le liquide refroidi suit un processus de sous refroidissement qui peut l'amener à un état de liquide saturé.

Le bilan d'énergie s'exprime comme celui de la ligne vapeur par [7]:

$$V \frac{\partial}{\partial t} (\rho_l h) = \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial (\rho_l h)}{\partial x} - U d A \left(\frac{h_{x+dx}}{C_{pl}} - T_{\infty} \right) \quad (4)$$

2.5. Bilan énergétique du condenseur

L'état du fluide caloporteur qui entre dans le condenseur c'est celui qui quitte la ligne vapeur. Le fluide caloporteur peut suivre trois régimes thermiques différents : régime de désurchauffe, régime de changement de phase vapeur-liquide et le régime du sous refroidissement.

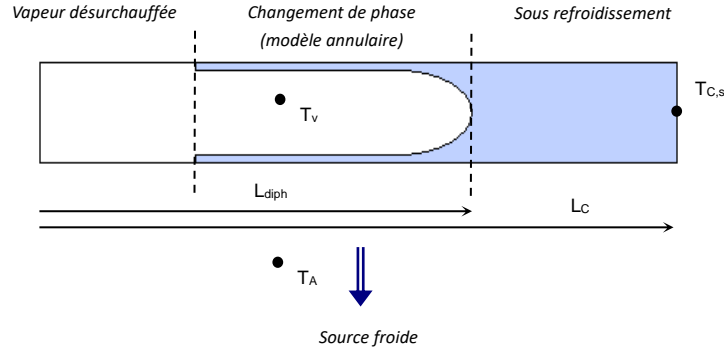


Fig.2. schéma de la vapeur dans le condenseur.

Régime de désurchauffe

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur pour un régime permanent de la vapeur surchauffée vers l'air ambiant à travers l'élément de surface ∂A en termes d'enthalpie est [7] :

$$\frac{\partial h}{\partial A} + \frac{U_{glob-des}}{m} \left(\frac{h}{C_p} - T_{\infty} \right) = 0 \quad (5)$$

On a négligé les pertes thermiques par conduction à travers la paroi devant celles par convection à cause de la faible épaisseur du tube.

Régime de changement de phase

Dans cette région, la température du fluide demeure constante et égale à la température de saturation T_{sat} pour une pression donnée, l'équation qui gouverne le transfert de chaleur dans cette région est [7] :

$$\frac{\partial h}{\partial A} + \frac{U_{glob-cond}}{m} (T_{sat} - T_{\infty}) = 0 \quad (6)$$

Pour un nombre de Froude inférieur à 10, l'écoulement est supposé stratifié où la corrélation du nombre de Nusselt [9] sera appliquée dans la détermination du coefficient du transfert de chaleur [7] :

$$h_{cond} = 0.728 \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \lambda_l^3 h_{fg}}{\mu_v \cdot D \cdot |T_c - T_p|} \right]^{0.25} \quad (7)$$

Régime du sous refroidissement

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur du liquide vers l'air ambiant en termes de température s'écrit sous la forme [7] :

$$C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{U_{glob-sous-ref} \cdot P}{m} (T - T_{\infty}) = 0 \quad (8)$$

Avec

$$U_{glob-des} = U_{glob-cond} = U_{glob-sous-ref} = \left[\left(\frac{1}{h_{conv}} + \frac{1}{h_{sf}} \right) \right]^{-1} \quad (9)$$

3. Validation du modèle

La validation de modèle est effectuée à partir des résultats de S. Becker [9] pour une boucle diphasique chargée en eau à évaporateur plat ovale. L'évolution de la température de l'évaporateur, température de canal vapeur de la boucle et température de réservoir en fonction de la puissance thermique imposée à l'évaporateur est représentée sur le tableau 1.

Tableau 1. Comparaison entre les résultats numériques et les expérimentaux

$T_{sat} = 20^{\circ}C$		Puissance (W)		Température (K)				Q_{cond} (W)
angle θ°	Q_{in}	T_{eva}	T_{eva}	T_v	T_v	T_{res}		
		EXP	SIMUL	EXP	SIMUL			
0	20	332,1728	328,981642	331,853	328,818116	327,9562	18,631	
	40	331,6182	328,046585	331,2752	328,093633	326,7844	34,934	
	60	331,1492	327,160605	330,6558	327,541234	325,6678	52,543	
	80	330,4184	325,923246	329,7764	326,797456	324,2362	70,368	
90	20	333,3364	327,335612	333,665	324,452270	323,7648	16,482	
	40	334,4016	327,926136	334,0804	325,071816	324,0114	32,794	
	60	334,3872	327,405887	333,8768	324,833570	323,3472	48,874	
	80	334,031	326,553212	333,5138	324,403736	322,3942	66,096	

4. Résultats et Discussion

4.1. Influence de la variation de la puissance imposée sur la température de l'évaporateur

Plusieurs courbes données en fonction de l'angle d'inclinaison du LHP sont présentées sur la figure 3, pour mettre en évidence l'impact des flux thermiques imposés variant entre 20 et 100W sur les températures au niveau de l'évaporateur. On remarque que pour des angles d'inclinaison étudiés, la température de l'évaporateur décroît lorsque le flux thermique augmente.

On peut tirer la remarque que la boucle est moins performante en position verticale (donc défavorable) où les températures à l'évaporateur soient beaucoup plus élevées. Les températures de l'évaporateur à un angle de $\theta=90^{\circ}$ sont les plus basses résultant du plus faible débit de liquide de refroidissement appliqué au condenseur.

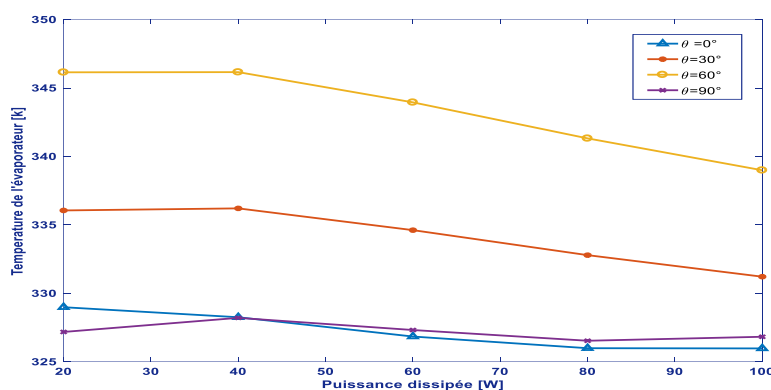


Fig.3. Variation de la température de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison

4.2. Influence de la variation de la puissance imposée sur la température de la vapeur dans le canal

On peut observer sur la figure 4 une diminution des températures calculées au sein du canal du système LHP en fonction de l'angle d'inclinaison, de sorte que plus l'inclinaison du système est élevée, plus la température de la vapeur sera moins importante. Cette dernière ralentit l'écoulement du fluide caloporteur confiné dans le canal vapeur à cause de l'effet de la pesanteur, qui s'oppose aux forces motrices de la pression capillaire. C'est donc dans la position la plus défavorable possible (inclinaison de 90°) qu'il faut veiller à ce que la température du canal vapeur ne dépasse pas la limite admissible par nos composants électroniques concernés par ce refroidissement.

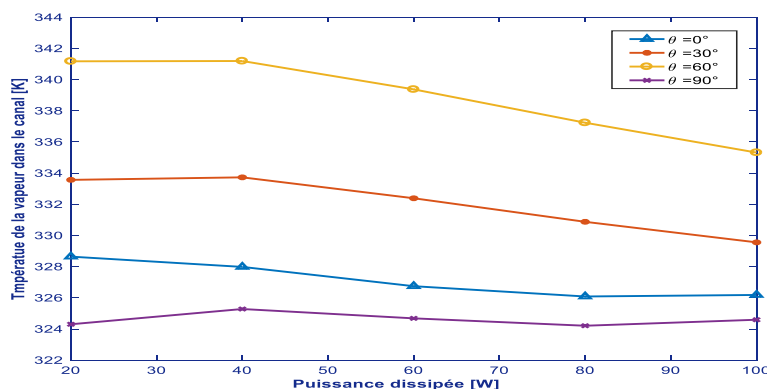


Fig.4. Variation de la température de la vapeur dans le canal vapeur pour les différents angles d'inclinaison

4.3. Influence de la variation de la puissance imposée sur la résistance thermique de l'évaporateur

Les valeurs obtenues pour la résistance thermique R_{eva} pour diverses valeurs de l'angle d'inclinaison sont présentées dans la figure 5 en fonction de la puissance dissipée allant de 20 jusqu'à 100 W. On peut constater clairement que quelque soient l'angle d'inclinaison, la résistance thermique de la paroi de l'évaporateur décroît avec la puissance imposée. La résistance thermique à l'angle $\theta=60^\circ$ résulte du débit de liquide de refroidissement, qui est plus faible que pour les autres inclinaisons.

Lorsque le débit de liquide de refroidissement est faible, le coefficient de transfert de chaleur convectif est faible, entraînant une augmentation de la résistance thermique de l'évaporateur.

Les allures des courbes obtenues sont similaires aux courbes présentes dans le travail de S. Becker [9].

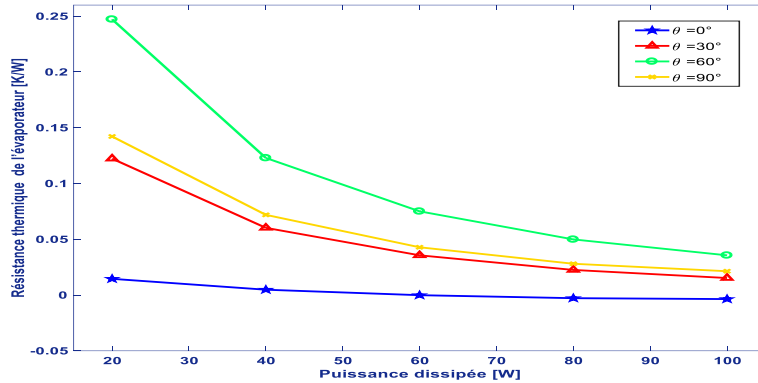


Fig.5. Variations de la résistance thermique de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison

4.4. Influence de la variation de la puissance imposée sur la résistance thermique de la vapeur dans le canal vapeur

Les valeurs obtenues pour la résistance thermique R_v pour diverses valeurs de l'angle d'inclinaison sont présentées dans la figure 6 en fonction de la puissance dissipée allant de 20 jusqu'à 100 W. Due à la bonne conductivité de la paroi et la structure capillaire de l'évaporateur, la résistance thermique est faible par rapport du canal vapeur. On peut constater que quelque soient l'angle d'inclinaison, la résistance thermique de la vapeur dans le canal vapeur décroît avec la puissance imposée. On remarque que pour une puissance imposée faible et l'angle d'inclinaison $\theta=60^\circ$, la résistance thermique R_v prend une valeur élevée.

La résistance thermique est liée à la position de l'interface liquide-vapeur à l'intérieur du milieu poreux. Les températures élevées sont dues à une faible conductivité thermique équivalente, ce qui est typique des pores remplis de vapeur au lieu de liquide, cela signifie que le milieu poreux n'est pas entièrement saturé et que l'interface se trouve à l'intérieur du milieu poreux.

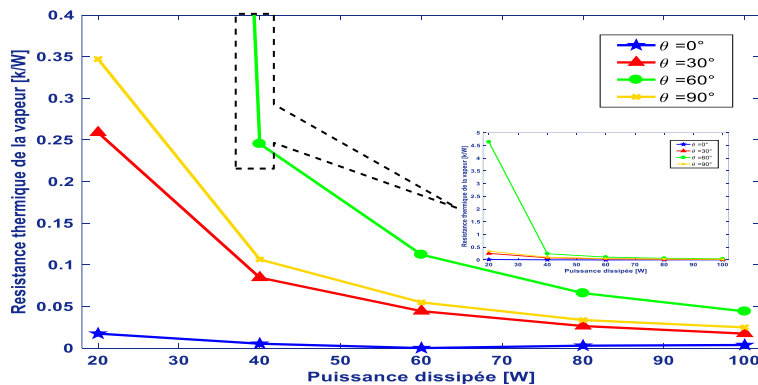


Fig.6. Variations de la résistance thermique de la vapeur dans le canal vapeur pour les différents angles d'inclinaison

5. Conclusion

Dans ce travail on a simulé le comportement thermique d'une boucle diphasique à pompage capillaire utilisé pour le refroidissement de composant électronique en utilisant Matlab. Le modèle a été validé à partir des résultats de S. Becker.

Les principales conclusions qu'on peut retirer sont les suivantes :

1. La température de la vapeur diminue avec l'augmentation de la puissance imposée.
2. La température de la vapeur dans l'évaporateur est plus élevée que dans le canal vapeur.
3. Plus l'angle d'inclinaison est élevée plus la température est élevée.

4. Pour l'angle d'inclinaison $\theta=90^\circ$, la température était la plus faible due au faible débit de liquide de refroidissement.
5. La résistance thermique diminue avec l'augmentation de la puissance imposée.
6. La résistance thermique de la vapeur dans l'évaporateur est plus faible que dans le canal vapeur due à la bonne conductivité de la structure capillaire.
7. Plus l'angle d'inclinaison est élevée plus la résistance thermique est élevée.
8. Pour l'angle d'inclinaison $\theta=60^\circ$, la résistance thermique était la plus élevée due au faible débit de liquide de refroidissement, qui est le plus petit que pour les autres inclinaisons.
9. La résistance thermique de l'évaporateur à faibles puissance est légèrement plus élevée résulte d'une différence de température plus élevée entre la paroi de l'évaporateur et la vapeur.

References

1. Chuang, P.-Y.A., *An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses*. 2003.
2. Pouzet, E., *Influence du champ de pesanteur sur le fonctionnement d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire. Expérimentation et modélisation*. 1996, Toulouse 3.
3. Maydanik, Y.F., et al., *Miniature loop heat pipes-a promising means for cooling electronics*. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2005. **28**(2): p. 290-296.
4. Maydanik, Y.F., *Loop heat pipes*. Applied thermal engineering, 2005. **25**(5-6): p. 635-657.
5. Bugby, D., et al. *Across - Gimbal and Miniaturized Cryogenic Loop Heat Pipes*. in *AIP Conference Proceedings*. 2003. American Institute of Physics.
6. Delil, A., et al., *Modeling of a miniature loop heat pipe with a flat evaporator*. SAE Transactions, 2002: p. 315-322.
7. Hoang, T.T., et al. *Miniature loop heat pipes for electronic cooling*. in *ASME 2003 International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition*. 2003. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
8. Ku, J., et al., *Investigation of low power operation in a loop heat pipe*. 2001, SAE Technical Paper.
9. Becker, S., et al., *Steady state operation of a copper-water LHP with a flat-oval evaporator*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(5): p. 686-695.
10. Vershinin, S. and Y.F. Maydanik, *Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007. **50**(25-26): p. 5232-5240.
11. Chen, Y., et al., *Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe*. International Journal of Thermal Sciences, 2006. **45**(11): p. 1084-1090.
12. Cheung, K.-h., et al., *Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP)*. 1998, SAE Technical Paper.
13. Ku, J. and J.I. Rodriguez, *Low frequency high amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation*. 2003, SAE Technical Paper.
14. Ku, J., *High frequency low amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation*. 2003, SAE Technical Paper.
15. Launay, S., V. Sartre, and J. Bonjour, *Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review*. International Journal of Thermal Sciences, 2007. **46**(7): p. 621-636.