

Etude des performances thermiques d'une boucle diphasique fonctionnant avec un nanofluide.

Ali Ahmad CHEHADE¹, Stéphane LEMASSON², Hasna LOUAHLIA-GUALOUS^{1*}

¹Université de Caen Base Normandie, LUSAC/site de Saint Lô, Saint Lô, France

²France Télécom Orange Labs, 2 avenue Pierre Marzin-22307 Lannion

* (auteur correspondant : hasna.louahlia@unicaen.fr)

Résumé - Cet article présente les résultats expérimentaux obtenus sur une boucle thermosiphon destinée au refroidissement d'armoires de télécommunication de France Télécom. Cette boucle est constituée de deux principaux composants : évaporateur et condenseur. Elle utilise le processus de changement de phase d'un fluide caloporteur pour assurer le transfert d'énergie d'un milieu à un autre milieu. Les résultats présentés dans cet article portent principalement sur les performances énergétiques de la boucle testée pour différentes charges de fluide caloporteur. On montre l'existence d'une charge optimale en fluide caloporteur pour laquelle la température du système est minimale. Les essais sont conduits avec de l'eau pure et aussi en utilisant un nanofluide. Ce dernier est constitué d'une suspension de nanoparticules d'argent dans l'eau désionisée. La concentration testée est de 50mg/l d'eau. Les résultats d'essais montrent une amélioration des transferts dans la boucle en utilisant un nanofluide.

1. Introduction

Le développement des télécommunications conduit à une intégration de plus en plus poussée des composants électronique qui s'accompagne d'une augmentation de la chaleur dissipée. Cette dernière contribue à l'augmentation de la température des composants à des valeurs dépassant les limites de fonctionnement ; ce qui handicape le développement technologique des systèmes. L'évacuation de la chaleur est donc un problème crucial qui nécessite la conception de systèmes de refroidissement performants, compacts, moins coûteux et moins encombrants. Dans certaines applications, les équipements électroniques peuvent atteindre des niveaux de puissance telle que le refroidissement par circulation d'air en convection forcée n'est pas assez performant ou devient très énergivore. Ce problème est rencontré à l'état actuel dans les télécommunications à haut débit où les armoires, abritant des équipements actifs, permettent de dissiper des puissances assez limitée afin de respecter la norme ETSI (European Telecommunication Standard Institute) [1]. Cette limite conditionne le nombre de clients qu'il est possible de connecter aux services du haut débit. La norme ETSI impose une température de l'air à l'entrée des châssis contenant les équipements actifs comprise entre 5°C et 55°C. Le problème du refroidissement des armoires de télécommunication devient plus crucial en site isolé du réseau électrique [2].

Une des solutions qui a retenu notre attention et qui correspond avec la politique de développement durable de France Télécom, est l'utilisation des thermosiphons comme systèmes de refroidissement passif pour refroidir les armoires de télécommunication. En général, les thermosiphons fonctionnent en utilisant un fluide caloporteur avec une quantité injectée bien contrôlée dans le réservoir liquide. La dissipation des calories du système à refroidir entraîne un changement de phase du fluide caloporteur sous une pression de saturation. La masse du liquide évaporée est entraînée avec un certain débit vers le condenseur sous l'effet des forces de flottabilité. Dans le condenseur, la vapeur se met à l'état liquide et ensuite coule sous l'effet des forces de gravité vers l'entrée de l'évaporateur. Ce cycle est un excellent véhicule de calories uniquement par convection naturelle dans les boucles fermées et permet d'éliminer la nécessité d'une pompe conventionnelle pour assurer

la circulation du fluide caloporteur. Ajouté à cela, le transfert de chaleur par changement de phase liquide-vapeur est une technique particulièrement efficace, caractérisée par des coefficients de transfert thermique élevés. Il permet d'obtenir une grande homogénéisation des températures des parois à refroidir sur une large gamme de flux. Vu l'intérêt du refroidissement par boucle diphasique passive, de nombreuses publications et études sont présentes dans la littérature [3-7].

Dans cet article on présente les résultats d'une étude expérimentale sur un prototype de boucle thermosiphon destinée pour le refroidissement d'air dans des armoires de télécommunication. Le banc d'essais et la procédure d'étude expérimentale suivie sont décrits. Des mesures de pression et des températures sont effectuées dans tout le circuit. Les résultats obtenus sont présentés et analysés en régimes transitoire et permanent.

2. Dispositif et procédure expérimentaux

2.1. Banc d'essais expérimental

Le dispositif expérimental se compose de deux circuits comme le montre la figure 1. Le premier est un circuit fermé comportant principalement deux éléments principaux : un évaporateur et un condenseur. Le second est un circuit ouvert destiné à alimenter le condenseur en eau de refroidissement à température d'entrée régulée. Ce circuit comporte un bain d'eau thermostaté, un débitmètre, et une vanne pour régler le débit d'eau de refroidissement du condenseur.

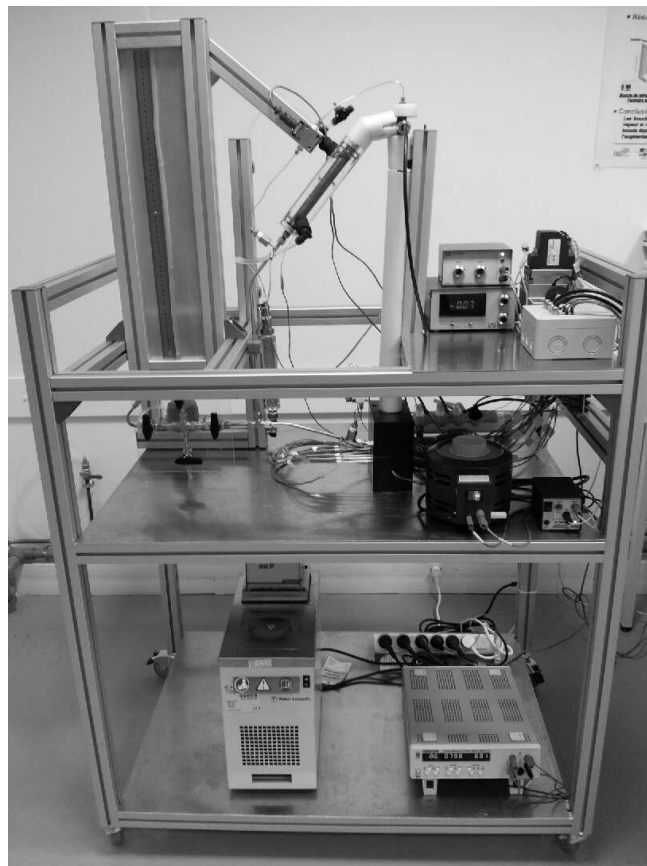


Figure 1 : Photo du banc d'essais expérimental.

La pompe met en circulation le fluide de refroidissement du réservoir vers l'entrée du condenseur. A la sortie de ce dernier, l'eau réchauffée est envoyée dans un second échangeur refroidi avec l'eau du robinet. L'eau à la sortie de cet échangeur étant à une température inférieure à la consigne, est redirigée vers le réservoir. Le débit d'eau de refroidissement est mesuré par pesée. Les températures d'entrée et de sortie du fluide de refroidissement dans le condenseur sont mesurées par afin d'évaluer la puissance échangée nécessaire pour condenser la vapeur. Le circuit principal comporte deux sources : un condenseur à tubes coaxiaux dont l'écoulement de la vapeur et celui du fluide de refroidissement sont en contre courant. Le débit d'eau de refroidissement ainsi que sa température d'entrée et de sortie sont mesurés afin d'évaluer la puissance utile pour condenser la vapeur. La boucle est équipée de deux capteurs de pression placés à l'entrée du condenseur et à la sortie de l'évaporateur. Aussi, deux capteurs de pression différentielle sont installés pour mesurer la perte de charge dans le condenseur et l'évaporateur. Des thermocouples sont placés à l'entrée et à la sortie du condenseur et de l'évaporateur pour mesurer les températures du fluide caloporteur. Un évaporateur qui constitue la source chaude du circuit permet de dissiper une quantité de la chaleur provenant de la résistance chauffante.

2.2. Section d'essais : évaporateur

L'évaporateur est constitué d'un bloc central qui contient des minicanaux de circulation de la vapeur produite dans la chambre liquide. Ces canaux sont disposés sous forme de quatre lignes, chacune d'elle contient 26 minicanaux de 1.2 mm de diamètre et de 24 mm de longueur comme le montre la figure 2.

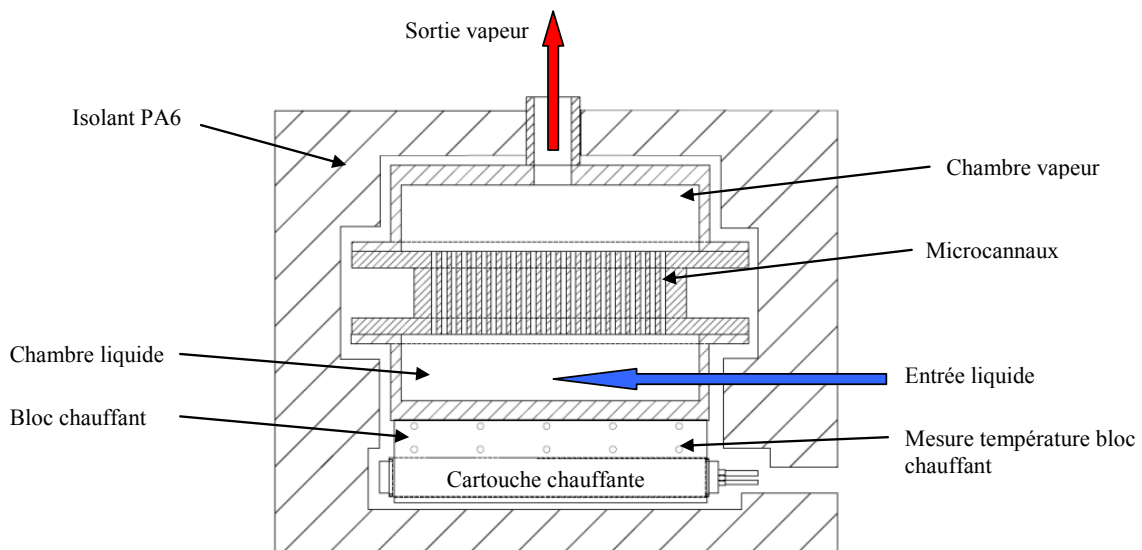


Figure 2 : Schéma de principe de l'évaporateur.

Deux chambres pour le liquide et la vapeur sont placées de part et d'autre du bloc central de l'évaporateur où sont localisés les minicanaux. Le réservoir liquide permet d'assurer une réserve en continu de liquide pour alimenter la boucle afin d'éviter les problèmes d'assèchement de la surface. La chambre de la vapeur est connectée à l'entrée du condenseur par un tube d'innox de longueur 60 cm. La chambre liquide est raccordée à la sortie du condenseur par un tuyau du même type et de longueur 68 cm. La base de la chambre liquide est en contact direct avec un bloc chauffant en cuivre contenant deux cartouches cylindriques de diamètre 10 mm et d'une puissance maximale de 500W chacune (figure 1c). L'ensemble bloc chauffant et évaporateur est isolé thermiquement pour éviter toute dissipation thermique

vers le milieu ambiant. Des thermocouples chromel-alumel de $75\mu\text{m}$ de diamètre sont insérés dans le bloc chauffant. Ils sont placés sur deux niveaux à 2 mm et à 9 mm par rapport à la surface de contact entre le bloc chauffant et le réservoir liquide. Les premiers thermocouples sont placés à 7 mm du bord du bloc chauffant. Un espacement de 20 mm est utilisé entre tous les thermocouples. Pour assurer un meilleur contact entre la soudure des thermocouples et le bloc en cuivre, les thermocouples sont insérés dans des trous remplis par de l'étain.

2.3. Procédure expérimentale

Avant de commencer les essais, nous avons utilisé une pompe à vide pour mettre la boucle sous vide. Ensuite, nous avons effectué les essais sur la boucle de refroidissement en utilisant le n-pentane comme fluide caloporteur. La puissance du bloc chauffant la chambre liquide de l'évaporateur, est variable grâce à un variateur de tension d'alimentation des cartouches chauffantes. Un wattmètre est utilisé pour contrôler la puissance imposée au niveau de ce bloc. Les températures et les pressions en différents points de mesure dans la boucle sont enregistrées avec une fréquence d'une mesure par seconde grâce à un système d'acquisition Labview géré par un ordinateur.

3. Résultats expérimentaux et discussions

Les performances thermiques de la boucle de refroidissement sont étudiées pour différentes puissances imposées. L'efficacité thermique de la boucle est également étudiée en ajoutant des nanoparticules en argent suspendues dans l'eau désionisée. L'ensemble des résultats obtenus est présenté en régimes transitoire et permanent.

3.1. Détermination de la charge optimale de la boucle

Les premiers essais de caractérisation sont conduits avec de l'eau pure comme fluide caloporteur. Nous avons effectué des essais sur la boucle diphasique en imposant une puissance électrique des cartouches chauffantes allant de 20 W à 70 W. Au cours de cette série d'essais, le débit d'eau de refroidissement du condenseur ainsi que sa température d'entrée sont maintenus constants. La figure 3 présente les températures de la surface de la chambre liquide qui est en contact avec le bloc chauffant. Ces températures sont estimées à partir de la loi de Fourier en considérant une conduction thermique monodimensionnelle. On montre que pour chaque puissance imposée la température de la paroi varie en fonction de la charge en fluide caloporteur. Nous constatons que la température de la paroi est minimale pour une charge optimale de la boucle correspondant à 25g. Deux zones peuvent être repérées : une première zone où la charge est inférieure à sa valeur optimale et dans ce cas la température de la paroi augmente en réduisant la charge. Une seconde zone où la charge est supérieure à sa valeur optimale et dans ce cas la température de la paroi augmente avec la charge en fluide caloporteur. L'existence d'une charge optimale est due à deux phénomènes physiques qu'il faut éviter pour assurer un fonctionnement efficace de la boucle : la réduction du transfert thermique dans l'évaporateur à cause de la résistance thermique du fluide caloporteur dans la chambre liquide qui augmente en augmentant sa quantité dans la chambre liquide. Le second phénomène est l'assèchement de la paroi qui peut être déclenché à cause d'une insuffisance de quantité de fluide caloporteur liquide dans la chambre liquide. Ceci entraîne également une diminution du transfert thermique et une augmentation de la température de la paroi.

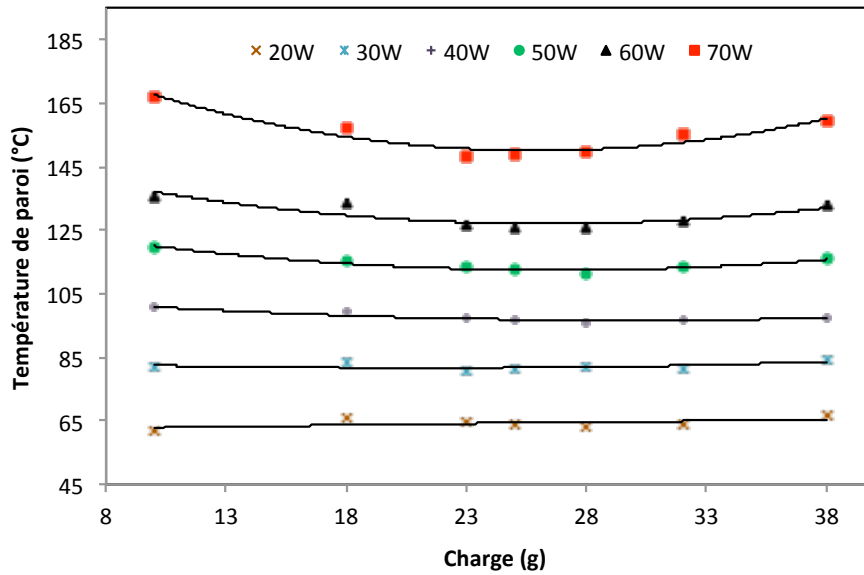


Figure 3 : Influence de la charge sur la température de la paroi.

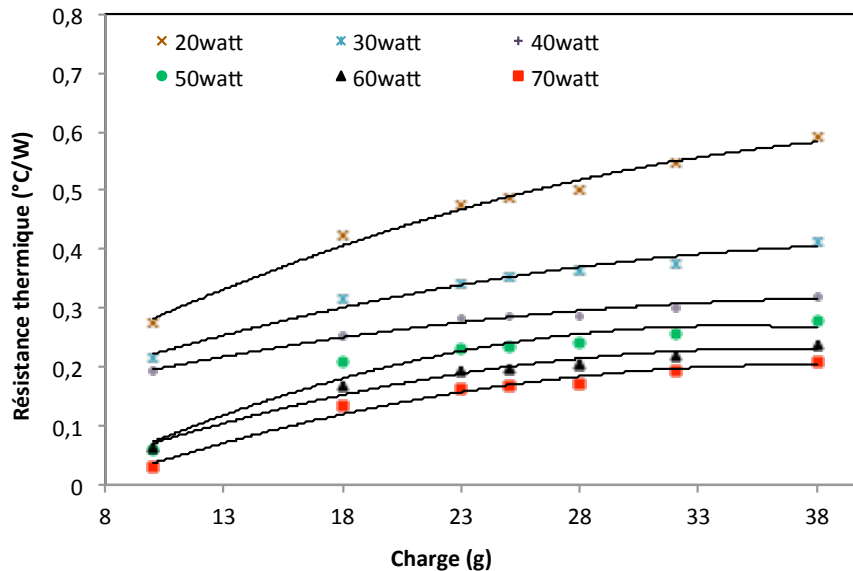


Figure 4 : Influence de la charge sur la résistance thermique de la boucle.

La résistance thermique de la boucle est calculée par le rapport entre l'écart entre les températures de sortie de l'évaporateur et celle de sortie du condenseur et la densité du flux thermique imposée. Elle est calculée pour chaque puissance imposée lorsque le système atteint son régime permanent.

$$R_{th} = \frac{T_{evap,s} - T_{cond,s}}{P} \quad (1)$$

R_{th} est la résistance thermique de la boucle, P est la puissance absorbée par l'évaporateur, et $T_{evap,s}$ et $T_{cond,s}$ sont les températures à la sortie de l'évaporateur et du condenseur respectivement.

La figure 4 présente les variations de la résistance thermique déterminées pour différentes valeurs de puissance imposées et pour différentes charges du système. Le débit d'eau de refroidissement du condenseur et sa température d'entrée sont constants. La résistance thermique de la boucle est liée à la quantité de fluide caloporteur liquide contenue dans la

chambre liquide. En effet, pour chaque puissance imposée, la résistance thermique de la boucle augmente avec la charge en fluide caloporteur dans la boucle. Pour chaque charge, la résistance thermique de la boucle diminue en augmentant la puissance imposée ceci du fait que la quantité de fluide caloporteur évaporée est augmentée avec la puissance et la quantité restante à l'état liquide dans l'évaporateur est réduite. Les valeurs maximales des résistances thermiques sont obtenues à faibles puissances électriques qui engendrent une faible évaporation de fluide caloporteur et à grande charge.

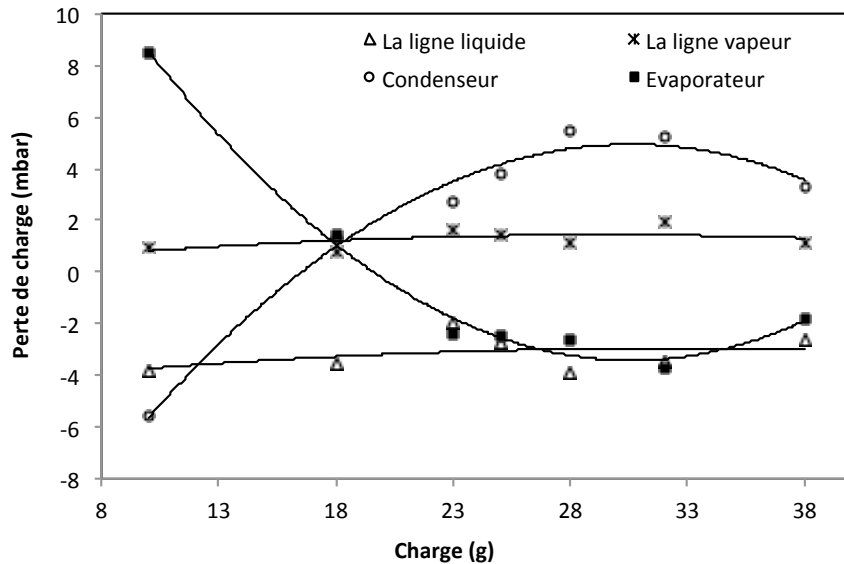


Figure 5 : Influence de la charge sur la perte de charge des différents composants de la boucle.

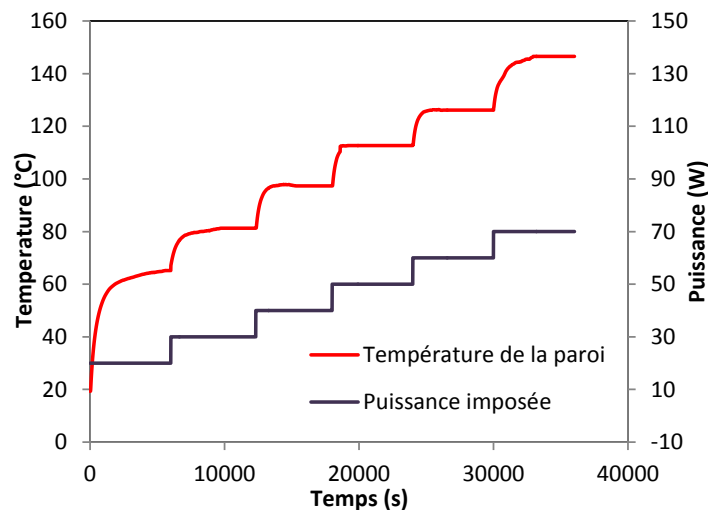
La figure 5 montre la chute de la pression dans chaque composant de la boucle : l'évaporateur, le condenseur, la ligne liquide et la ligne vapeur. Ces résultats sont obtenus pour une puissance imposée de 70W. Le débit d'eau de refroidissement du condenseur et sa température d'entrée sont constants. On remarque que les chutes de la pression dans les lignes liquide et vapeur varient très faiblement en fonction de la charge. Les pertes de charge dans le condenseur et l'évaporateur ont les mêmes tendances en fonction de la charge. Elles augmentent en réduisant la charge du fluide caloporteur dans la boucle dans la zone où la charge est inférieure à la charge optimale. En augmentant la charge à des valeurs supérieures à la charge optimale, la perte de charge diminue dans le condenseur et l'évaporateur. Ces tendances peuvent être dues essentiellement à la variation du débit massique du fluide caloporteur qui doit diminuer dans les deux zones où la charge est plus faible et aussi plus grande que la charge optimale. En effet, le débit massique évaporé lorsque la charge en fluide caloporteur est optimale puisque l'efficacité énergétique de la boucle diphasique est maximale.

3.2. Réponse du système en régime transitoire à charge optimale

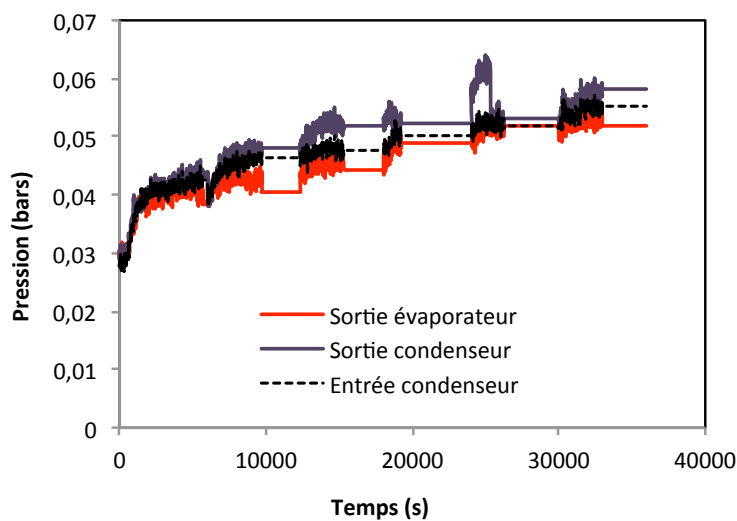
Nous avons conduit une série d'essais sur la boucle diphasique remplie d'eau pure avec une charge équivalente à la charge optimale définie précédemment. La puissance imposée au bloc chauffant est variable entre 20 et 70 W, sous forme d'escalier comme le montre la figure 6a. Sur cette même figure on a représenté un exemple d'évolution de la température du bloc chauffant mesurée pour différentes puissances. Au cours de cette série d'essais, le débit d'eau de refroidissement du condenseur ainsi que sa température d'entrée sont maintenus constants. Les figures 6b et 6c présentent respectivement les pressions et les températures du fluide

caloporteur mesurées dans la boucle pour toutes les puissances imposées. On remarque que la pression augmente avec la puissance et présente des fluctuations dans les zones transitoires indiquant la présence d'instabilités hydrodynamiques. Les températures mesurées à l'entrée du condenseur et à la sortie de l'évaporateur sont très proches indiquant que les pertes thermiques dans la ligne vapeur sont négligeables. La différence de températures entre l'entrée et la sortie du condenseur est de l'ordre de 12°C indiquant la présence d'un sous refroidissement au niveau du condenseur.

La figure 6d présente la phase de démarrage de la boucle. Au démarrage, les températures à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée du condenseur sont minimales indiquant que le fluide caloporteur est en phase de chauffage dans la chambre liquide. A 500s, la température à la sortie de l'évaporateur augmente continuellement indiquant l'arrivée du fluide caloporteur à l'état vapeur et que le système a atteint la saturation dans la chambre liquide. A 800s, la température à l'entrée du condenseur commence à augmenter indiquant également l'arrivée du débit massique évaporée à l'entrée du condenseur. Le processus de condensation peut commencer au niveau du condenseur. A un temps égal approximativement à 1000s, les deux courbes de température se rejoignent ; ceci peut être causé par un équilibrage du débit massique dans la ligne vapeur de la boucle.



(a)



(b)

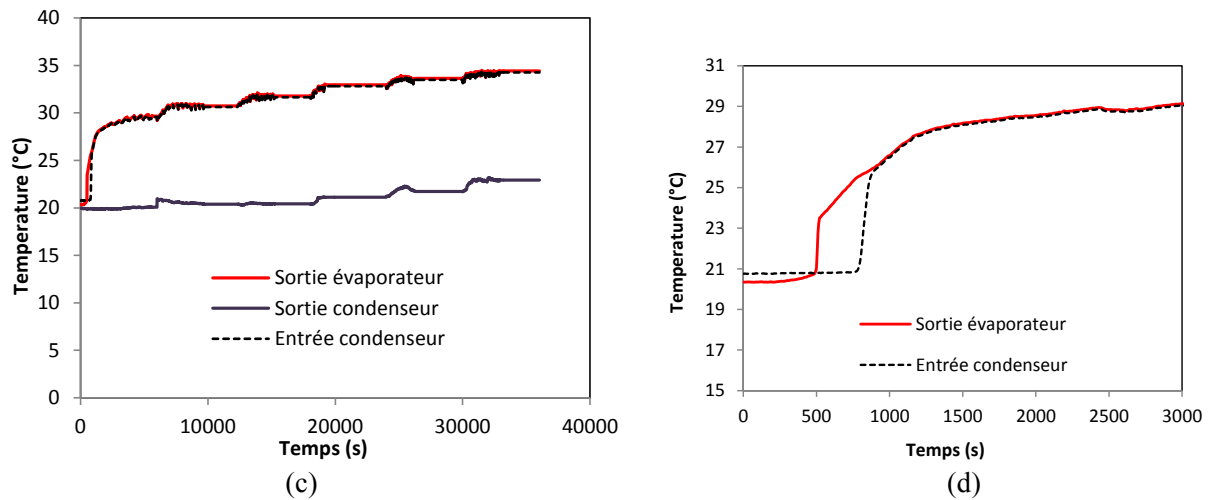


Figure 6 : Evolutions temporelles des températures et des pressions : (a) la température de la paroi, (b) les pressions du fluide caloporteur dans la boucle, (c) les températures du fluide caloporteur dans la boucle, (d) la phase de démarrage de la boucle.

3.3. Performance de la boucle fonctionnant avec un nanofluide

Actuellement, une nouvelle classe de fluides caloporteurs est destinée à être utilisée dans les changeurs thermiques car elle permet d'assurer une intensification des coefficients d'échange thermique. Ces fluides caloporteurs sont composés d'un mélange d'un fluide de base qui est généralement de l'eau désionisée et de nanoparticules métalliques caractérisées par une conductivité thermique 400 à 1000 fois plus importante que celle du fluide de base. Cette classe de fluide est appelée nanofluide contenant des particules de taille nanométrique comprise généralement entre 5 et 100 nm. Plusieurs études sur les transferts thermiques des nanofluides sont publiées dans la littérature [8-9]. Des auteurs ont mesurés une augmentation des coefficients d'échange thermiques et d'autres ont trouvé une détérioration de ces coefficients d'échange. Les résultats publiés dans la littérature restent dispersés ; ce qui nécessite d'autres études dans le domaine.

Dans le cadre de cet article, nous présentons des résultats obtenus lorsque l'eau utilisée comme fluide caloporteur a été remplacé par un nanofluide. Ce dernier est constitué d'eau désionisée comme fluide de base mélangé à des nanoparticules d'argent de taille 30nm. L'objectif est de définir l'impact de ces nanoparticules sur les performances thermiques de la boucle diphasique. La boucle diphasique a été chargée d'une quantité de fluide caloporteur équivalente à la charge optimale. Ensuite, nous avons conduit deux séries d'essais dans les mêmes conditions opératoires mais en utilisant deux fluides caloporteurs différents. Les figures 7 et 8 montrent respectivement les températures et les pressions du fluide caloporteur pour différentes puissances imposées comprises entre 20 et 70W. On constate que la pression et la température du nanofluide à la sortie de l'évaporateur sont plus basses que celles mesurées pour l'eau pure. La figure 9 compare les résistances thermiques de la boucle obtenues avec ces deux fluides caloporteurs. La résistance thermique obtenue en utilisant le nanofluide est plus faible que celle mesurée en utilisant l'eau pure. Ces résistances thermiques sont calculées par le rapport entre l'écart des températures d'entrée de l'évaporateur et du condenseur sur la puissance imposée. Ceci implique que pour la même puissance imposée, la différence entre les températures de sortie du condenseur et de l'évaporateur est plus faible pour le nanofluide testé que pour l'eau pure. Ces résultats obtenus témoignent de l'amélioration des performances thermiques de la boucle en utilisant le processus de suspension de nanoparticules d'argent dans le fluide de base.

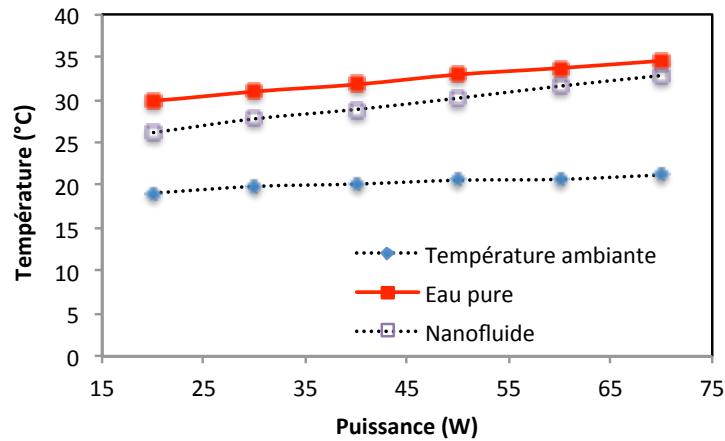


Figure 7. Effet du nanoparticules sur la température à la sortie de l'évaporateur.

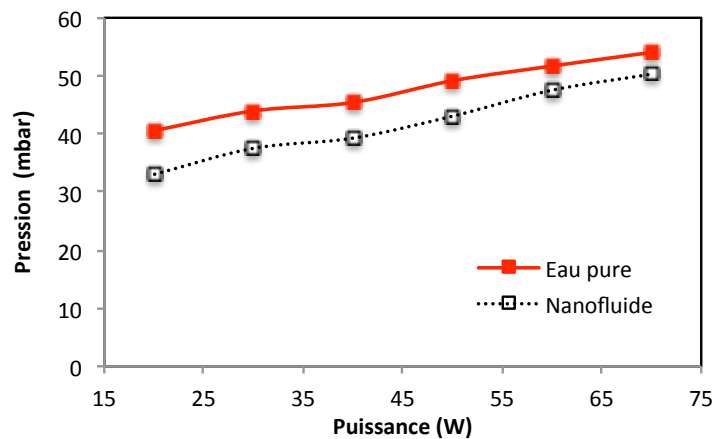


Figure 8. Effet du nanoparticules sur la pression à la sortie de l'évaporateur.

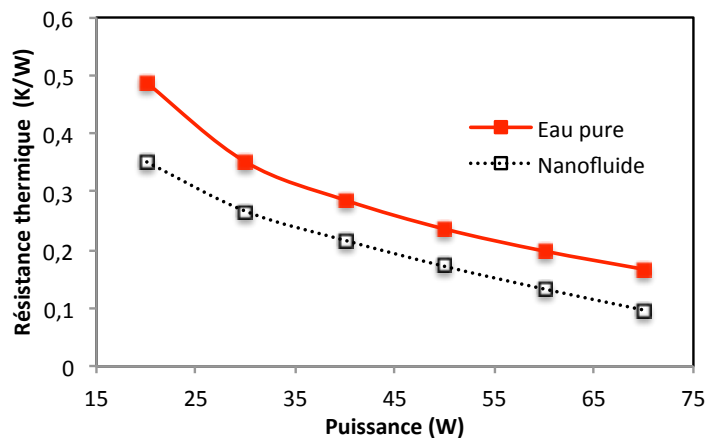


Figure 9. Effet du nanoparticules sur la résistance thermique de la boucle.

4. CONCLUSION

Cet article présente les résultats expérimentaux obtenus sur une boucle thermosiphon destinée au refroidissement d'équipements de télécommunication. Les performances énergétiques de la boucle dépendent de la charge en fluide caloporteur contenue dans la boucle diphasique. Les séries d'essais conduites à différentes puissances et pour différentes

charges montrent la présence d'une charge optimale. Cette charge doit être adoptée afin de faire fonctionner la boucle en évitant le problème d'assèchement ou de surcharge dans la chambre liquide. Ces deux problèmes engendrent une augmentation de la température du système et une réduction des transferts thermiques avec changement de phase dans la boucle. D'autres séries d'essais sont effectuées pour montrer l'impact de la suspension de nanoparticules d'argent dans l'eau désionisée (fluide de base). Les résultats obtenus à une concentration de 50mg de nanoparticules par litre d'eau, montrent une amélioration des performances de la boucle de refroidissement. Les essais vont être poursuivis dans ce domaine afin de confirmer cette tendance avec d'autres concentrations en nanoparticules.

REMERCIEMENTS

Ce travail s'insère dans le cadre du projet européen OPERANET2 labélisé par Celtic-Plus. Les auteurs de cet article remercient le ministère Français du Redressement Productif - Direction Générale de la Compétitivité de l'Industrie et des Services (DGCIS) d'avoir accepté de financer de ce travail de recherche.

Références

- [1] ETSI EN 300 019-1-3, Environmental conditions and environmental tests for telecommunications equipment; Part 1-3: European Telecommunication Standard Institute.
- [2] D. Marquet, M. Aubrée, S. Le Masson, A Ringnet, P Mesguich, M. Kirtz The first thousand optimized solar BTS stations of Orange group IEEE Intelec Amsterdam 2011
- [3] S. Le Masson, D. Nörtershäuser, D. Mondieig, H. Louahlia-Gualous, Towards passive cooling solutions for mobile access network, Journal of Annals of telecommunications, pp: 125-132, Numbers 3-4, Vol.67, 2012.
- [4] Nada, S.A., H.H El-Ghetany, H.M.S Hussein, Performance of a two-phase closed thermosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1959-1968, 2004.
- [5] A. Samba, H.Louahlia Gualous, S. Le Masson, D. Nörtershäuser, Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments perimental, Applied Thermal Engineering, In Press, Accepted Manuscript, Available online 23 May 2012.
- [6] Monem H. Beitelmal, Chandrakant D. Patel, Two-Phase Loop: Compact Thermosyphon, Internet Systems and Storage Laboratory, HP Laboratories Palo Alto, HPL-2002-6, January 11th, 2002.
- [7] H. Louahlia-Gualosu, B. Mecheri, D. Nortershauer, S. Le Masson, Transient characteristics of a two phase thermosyphon loop for cooling telecommunication cabinets, Proceeding of the 14th International Heat Transfer Conference IHTC14 – ASME, Washington D.C., USA, 2010.
- [8] M. Boudouh, H.Louahlia Gualous, M. De Labachelerie, Local convective boiling heat transfer and pressure drop of nanofluid in narrow rectangular channels, Applied Thermal Engineering, vol. 30, 2619-2631, 2010.
- [9] Barbier J, Brutin D, Tadrist L: Areview on boiling heat transfer enhancement with nanofluids, Nanoscal research letters 2011, 6:1-16.