

Influence du taux de remplissage d'une boucle thermosiphon diphasique sur son comportement thermo-hydraulique

Samah Adjmi^{1*}, Stéphane Launay²

¹ Laboratoire de Physicochimie des Matériaux, Université Chadli Bendjedid, BP 73, El Tarf, 36000 Algérie.

² Aix-Marseille Université, CNRS, IUSTI UMR 7343, 13013 Marseille, France.

*(auteur correspondant : adjmisameh@yahoo.fr)

Résumé- Une campagne expérimentale a été conduite sur un thermosiphon de type boucle d'une longueur totale de 2,1 m dont l'éthanol est utilisé comme fluide de travail. Nous investiguons l'influence du taux de remplissage, à 40 et 62 % du volume total, sur le comportement thermo-hydraulique de la boucle. La plage d'étude pour les densités de flux de chaleur imposées à l'évaporateur est comprise entre 10 et 60 W/cm², ce qui représente des valeurs élevées par rapport à celles présentées dans la littérature. Nous observons que les conditions de confinement associées à des forts taux de remplissage participent à un effet d'entraînement de la phase liquide de l'évaporateur jusqu'au condenseur. Cet effet a pour conséquence principale d'augmenter la limite d'assèchement de l'évaporateur grâce à une augmentation significative de débit de liquide sous-refroidi à l'entrée de l'évaporateur.

Nomenclature

D	diamètre, <i>mm</i>	<i>Indice</i>	
L	longueur, <i>mm</i>	bloc	paroi
\dot{m}	débit massique, <i>kg/s</i>	e cond	entrée du condenseur
P	pression, <i>bar</i>	e évap	entrée d'évaporateur
Q	puissance d'entrée, <i>W</i>	ext	extérieur
R	résistance thermique, <i>K/W</i>	g	global
S	surface, <i>mm</i> ²	in	intérieur
t	temps, <i>s</i>	liq	liquide
T	température, <i>°C</i>	s cond	sortie du condenseur
V	Volume, <i>m</i> ³	s évap	sortie d'évaporateur
ΔP	Pertes de pression, <i>Pa</i>	tot	total
ϕ	flux de chaleur, <i>W/cm</i> ²		
τ	taux de remplissage, V_{liq}/V_{tot} , %		

1. Introduction

Les thermosiphons diphasiques liquide-vapeur présentent divers avantages dans le transfert efficace de flux de chaleur, que ce soit dans la simplicité de leur conception ou bien dans le fait qu'ils ne nécessitent pas de pompage actif pour la mise en mouvement du fluide. S'appuyant sur les mécanismes de transferts de chaleur avec changement de phases liquide-vapeur, les thermosiphons diphasiques peuvent s'appliquer dans des applications aussi diverses que les équipements électroniques de puissance [1, 2], au cœur des réacteurs nucléaires [3], ou d'autres applications pour lesquelles les densités de flux de chaleur dissipées sont élevées.

Dans ce travail, nous étudions plus spécifiquement un thermosiphon de type « boucle ». Le thermosiphon comprend classiquement un évaporateur et un condenseur, reliés à leurs

extrémités par des conduites adiabatiques. Mais à la différence d'un thermosiphon classique en forme de tube droit fermé, dans lequel les écoulements liquide et vapeur circulent à contre-courant, le thermosiphon de type « boucle » limite cette interaction d'écoulement par la forme continue de sa boucle. Ainsi, cette conception présente certains atouts, comme son intégration au sein du système à refroidir, voire dans la relève de sa limite de fonctionnement liée à l'assèchement de l'évaporateur.

Les études sur les boucles thermosiphons diphasiques sont relativement récentes par rapport au thermosiphon diphasique conventionnel. Nous présentons ci-après quelques travaux de recherche qui ont mis l'accent sur l'influence de la nature du fluide et de sa charge sur le fonctionnement du thermosiphon boucle.

Kang et al. [4] ont étudié expérimentalement les performances d'une boucle thermosiphon compacte, avec une longueur de transfert de chaleur de 100 mm, suivant, l'effet de trois paramètres : le taux de remplissage ($5\% < \tau < 50\%$), le fluide de travail (eau et méthanol), et avec ou sans dépôt d'une couche d'un matériau poreux fritté sur la surface de l'évaporateur. La résistance thermique minimale de 0,3 K/W est obtenue avec le taux de remplissage de 10 % avec le méthanol, et de 30 % avec l'eau, pour la densité de flux de chaleur maximale égale à 30 W/cm^2 . Franco et Filippeschi [5] ont développé une boucle expérimentale avec une mesure du débit par accumulation d'un volume de liquide dans un réservoir sur un temps donné, appelé méthode indirecte. Les résultats indiquent une augmentation significative du débit circulant avec la charge en fluide et la pression de travail, lorsque l'éthanol est utilisé comme fluide de travail. Cet effet est moins significatif avec l'eau. Des instabilités de fonctionnement sont par ailleurs observées. Cependant, le principe de la mesure de débit, par méthode indirecte, est une méthode intrusive qui découple l'interaction thermo-hydraulique entre composants pendant la mesure. Chéade et al. [6] ont développé une boucle thermosiphon largement instrumenté en capteurs de pression et température. L'eau est utilisée comme fluide de travail et la densité de flux de chaleur maximale est de 14 W/cm^2 . S'appuyant sur cette instrumentation, les auteurs proposent une analyse des mécanismes de changements de phase liquide-vapeur pour justifier de l'influence du taux de remplissage, compris entre 4 et 12 %, sur les performances de la boucle. Cependant, des informations complémentaires sur la distribution des phases sont nécessaires pour confirmer leur analyse du comportement de la boucle.

Les résultats de la littérature ne permettent pas d'approfondir l'analyse des couplages thermo-hydrauliques sensibles au taux de remplissage des boucles diphasiques. Dans notre étude, nous avons mis au point une boucle thermosiphon diphasique transparente de manière à suivre l'état des écoulements diphasiques. L'éthanol est utilisé comme fluide de travail et la plage de variation du taux de remplissage est comprise entre 40 et 62 % du volume total de la boucle. L'étude expérimentale est conduite pour les densités de flux de chaleur imposées à l'évaporateur importantes avec des valeurs comprises entre 10 et 60 W/cm^2 . Les premières observations font état de comportements nouveaux sur le fonctionnement de la boucle diphasique justifiant d'une relève de la limite d'assèchement de l'évaporateur.

2. Montage expérimental et instrumentation

2.1. Caractéristiques de la boucle thermosiphon

La campagne expérimentale a été conduite sur un thermosiphon de type boucle d'une longueur totale de 2,1 m. La figure 1 présente un schéma de cette boucle diphasique, avec l'évaporateur (I), le condenseur (II), la ligne de vapeur (V) et la ligne liquide (VI). Les

principales caractéristiques de ces composants sont résumées dans le tableau 1. La plupart des éléments constitutifs de la boucle sont transparents permettant la visualisation des écoulements liquide-vapeur et le suivi de la distribution de la charge en fluide au cours du fonctionnement. L'évaporateur est confiné dans un canal de section carrée $1 \times 1 \text{ cm}^2$ avec une surface de chauffe de 3 cm^2 . Le condenseur est caractérisé par un échangeur à tubes concentriques en verre transparent. La ligne liquide et celle de vapeur ont des diamètres internes de 3,2 et 9,2 mm respectivement. Lorsque l'on impose un flux de chaleur à l'évaporateur, le liquide entre en ébullition et la vapeur produite s'élève à travers la ligne vapeur, puis vers le condenseur. Au contact des parois refroidies du condenseur par un fluide secondaire, la vapeur se condense, restituant ainsi le flux de chaleur au fluide secondaire. Le condensat réalimente ainsi l'évaporateur en s'écoulant à travers la ligne liquide adiabatique. La modularité de la boucle diphasique expérimentale permet d'ajouter, en fonction de l'étude de cas, d'une part, un séparateur de phase liquide-vapeur de forme cyclonique (VII) en sortie de l'évaporateur, et d'autre part, une singularité hydraulique variable (VIII) au niveau de la ligne liquide.

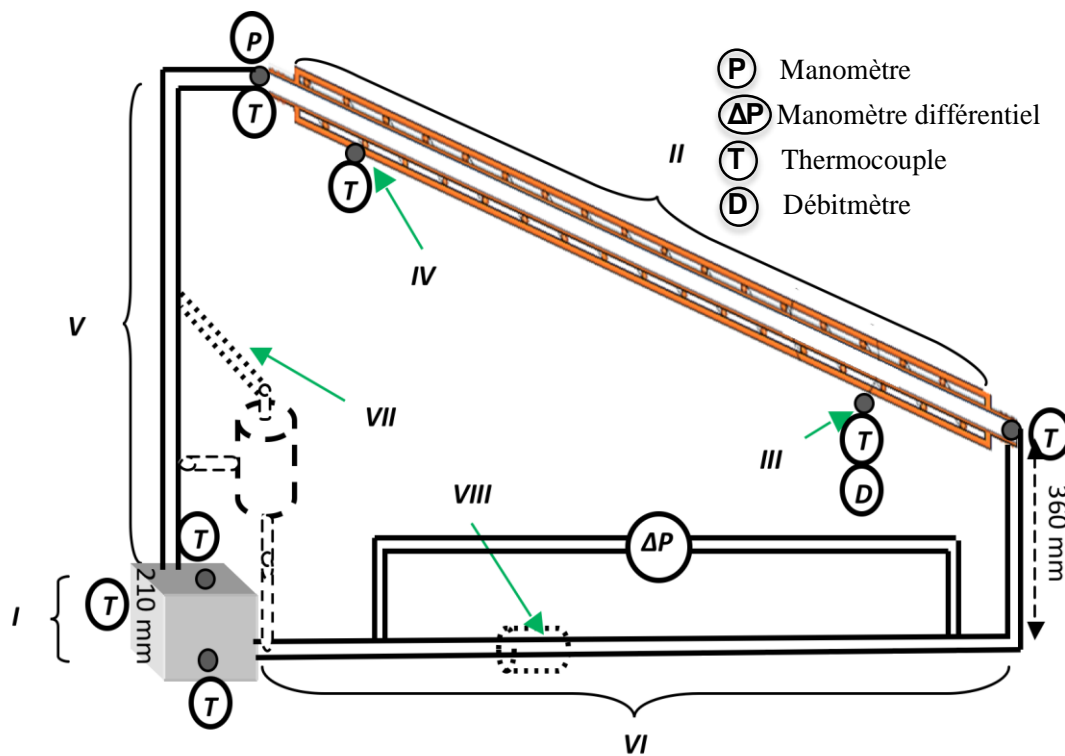


Figure 1: *Montage expérimental* - I : zone évaporateur, II : zone condenseur, III : entrée eau de refroidissement, IV : sortie eau de refroidissement, V : ligne vapeur, VI : ligne liquide, VII : réservoir cyclonique, VIII : singularité

Composants	Dimensions [mm]	Matériaux
Evaporateur	25 x 12 x 14, $S_{chauffée}=300 \text{ mm}^2$	Cuivre -Téflon - Verre
Ligne vapeur	$L=579$; $D_{ex}=15.4$; $D_{in}=9.2$	Tube en Silicone
Condenseur	$L=508$; $D_{ex}=14$, $D_{in}=10$	Verre
Ligne liquide	$L=1034$; $D_{ex}=6$; $D_{in}=3.2$	Tube en Silicone

Tableau 1: *Caractéristiques des composants de la boucle thermosiphon*

2.2. Instrumentation

De manière à collecter diverses informations sur le fonctionnement de la boucle thermosiphon, divers capteurs de mesures sont positionnés le long de la boucle :

- 4 thermocouples de type T placés en entrée et sortie des divers composants de la boucle, au sein même du fluide ;
- 1 capteur de pression absolue à l'entrée du condenseur pour mesurer la pression de vapeur : identifier les conditions de saturation ou la présence de gaz incondensable ;
- 1 capteur de pression différentielle avec des prises de mesure situées entre la sortie du condenseur et l'entrée de l'évaporateur : caractériser le débit liquide circulant dans la boucle s'appuyant sur un modèle de pertes de charge linéaire ;
- 1 débitmètre à turbine et 2 thermocouples de type T placés en entrée et sortie du fluide secondaire : caractériser le flux de chaleur collecté au condenseur ;
- 1 thermocouple positionné au sein même du bloc chauffant.

Il est important de signaler que la sélection et le positionnement de ces divers capteurs ont été réfléchis pour minimiser l'interaction de ces capteurs sur les mécanismes thermo-hydraulique de la boucle en fonctionnement. Les caractéristiques et références des divers capteurs de mesure sont présentées dans le tableau 2. Ces capteurs sont connectés à une centrale d'acquisition NATIONAL INSTRUMENTS NI cDAQ-9174.

Capteur	Type	Incertitude	Quantité	Plage de mesure
Thermocouple	T	$\pm 0,5$	7	-200 à 350 °C
Manomètre	CTE 9003AY4	$\pm 0,05$	1	0 à 3 Bar
Manomètre différentiel	PX419-10WDWU5V	$\pm 0,5$	1	0 à 10 in H ₂ O
Débitmètre	FT-110	± 3	1	1 à 15 l/min

Tableau 2 : *Caractéristiques et références des capteurs de mesure utilisés dans le montage expérimental*

2.3. Protocole expérimental et conditions de tests

La boucle diphasique est initialement raccordée à une pompe à vide dans sa partie supérieure. Avec la boucle fermée et en condition de vide, on injecte ensuite la quantité de fluide de travail souhaitée. Après une première phase de fonctionnement de la boucle et un retour aux conditions de repos, une nouvelle procédure brève de raccordement à la mise sous vide est effectuée pour éliminer les résidus de gaz incondensables ayant pu être dissous dans le liquide préalablement au remplissage.

Les températures et les pressions en différents points de mesure dans la boucle sont enregistrées avec une fréquence de mesure de 1.95 Hz à partir d'un système d'acquisition LabVIEW Signal Express géré par un PC. Les essais sont effectués pour différents flux de chaleurs imposés électriquement à des cartouches chauffantes insérées dans le bloc évaporateur.

L'éthanol est utilisé comme fluide de travail avec des taux de remplissage en liquide de 40 et 62 % du volume total de la boucle. La plage d'étude pour les densités de flux de chaleur imposées à l'évaporateur est comprise entre 10 et 60 W/cm². Le débit et la température imposés pour le fluide secondaire (eau) à l'entrée du condenseur sont de 0,003 kg/s et 30°C, respectivement.

3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

3.1. Fonctionnement de la boucle thermosiphon

La figure 2 montre l'évolution temporelle des températures le long de la boucle thermosiphon avec l'imposition d'un flux de chaleur de 100 W ($33,3 \text{ W/cm}^2$) à partir du point 1 ($t = 40 \text{ s}$). Pour ces résultats, le taux de remplissage en éthanol est de 62 % du volume total de la boucle. Pour ces conditions de remplissage, le niveau de liquide est de 20 mm au dessus de l'évaporateur dans la ligne vapeur, et remplit intégralement la ligne liquide (ménisque liquide à la jonction du condenseur et de la ligne liquide). Dans la phase 2 de l'évolution des températures, le flux de chaleur s'accumule dans la culasse en cuivre de l'évaporateur, puis chauffe progressivement le liquide contenu dans l'évaporateur par le mécanisme de convection naturelle induit par l'écart de température entre la paroi et le liquide. Ce mécanisme est visible par l'élévation progressive de la température $T_{s,évap}$ en sortie de l'évaporateur. A partir de la phase 3, en raison de la densité de flux de chaleur imposée importante, le mécanisme d'ébullition apparaît à la paroi chauffée de l'évaporateur. Dans la phase initiale, les bulles de vapeur formées à l'évaporateur viennent se condenser dans le liquide sous-refroidi présent dans la région de l'évaporateur. Etant donné le confinement de l'évaporateur, le phénomène d'ébullition génère un brassage important du liquide, participant ainsi à une élévation de la température du fluide à l'évaporateur.

Entre $t = 70 \text{ s}$ et 120 s , au fur et à mesure que le liquide « présent dans la ligne vapeur » se réchauffe, les bulles de vapeur tendent à accentuer l'amplitude des mouvements liquide dans la ligne vapeur jusqu'à entrainer une partie du liquide jusqu'au condenseur. C'est ce phénomène qui explique, dans un premier temps, l'augmentation de la température en entrée du condenseur. Pour $t > 120 \text{ s}$, le liquide a atteint la température d'équilibre correspondante à celle de saturation ($T_{liq}=T_{vap}$). L'entraînement de liquide jusqu'au condenseur sera sensible à la charge initiale en fluide ainsi qu'à la position du condenseur par rapport à l'évaporateur. La diminution de la température du fluide à l'entrée de l'évaporateur s'explique par la mise en circulation du liquide dans la ligne liquide, du condenseur vers l'évaporateur. En effet, la vapeur qui se condense ainsi que la quantité de liquide entraînée par la vapeur jusque dans le condenseur induit un effet de pression hydrostatique en sortie de condenseur qui tend à pousser le liquide vers l'évaporateur où la pression est plus faible. On peut noter que le liquide sort à l'état sous-refroidi en sortie du condenseur et continue à sous-refroidir le long de la ligne liquide en échangeant avec l'air ambiant. Le sous-refroidissement du liquide en entrée de l'évaporateur est de 10 K pour ces conditions opératoires. Le régime permanent est obtenu après 15min de fonctionnement de la boucle thermosiphon.

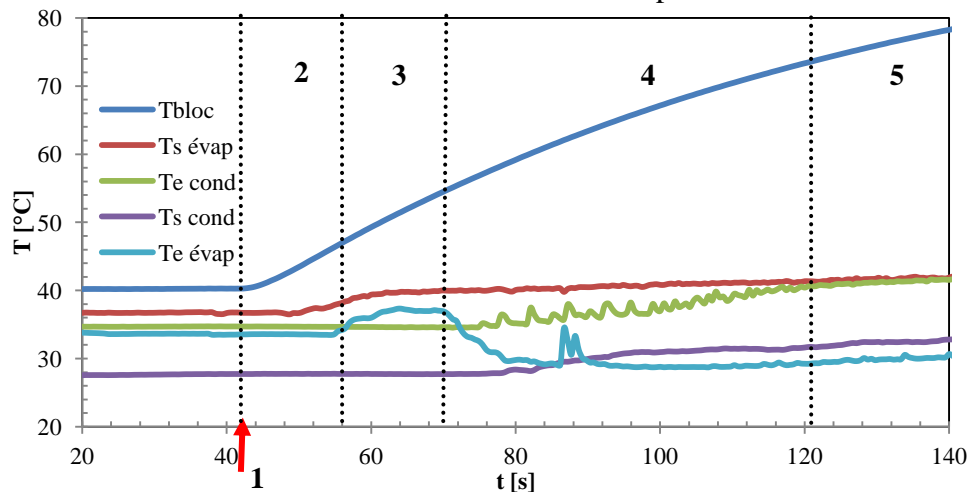


Figure 2: Variation temporelle des températures et la pression, $\tau=62\%$, $Q=100W$, éthanol

3.2. Influence du taux de remplissage

Nous avons constaté une influence importante du comportement dynamique de la boucle thermosiphon à la charge en fluide. Dans la section 3.1, nous évoquons l'interaction entre la vapeur produite dans l'évaporateur, soumise à un mouvement ascendant, avec la phase liquide contenue dans une partie de la ligne vapeur, soumise à la gravité. L'extension de cette zone d'interaction dans la ligne vapeur est particulièrement sensible à la charge en liquide. A partir de certaines charges en fluide et fonction du flux de chaleur imposé, l'extension de cette zone d'interaction (zone d'écoulement diphasique) tend à s'étendre sur l'intégralité de la ligne vapeur. Du liquide peut alors se trouver entraîné jusque dans le condenseur. Cet entrainement de liquide induit une augmentation du débit circulant le long du thermosiphon et participe à un complément de transfert d'énergie. En effet, le flux de chaleur collecté par le fluide secondaire provient d'une part de la chaleur latente de la phase vapeur qui se condense et de la chaleur sensible du liquide à saturation entraîné puis sous-refroidi. Pour identifier l'importance de ce phénomène d'entrainement de la phase liquide jusqu'au condenseur, nous nous sommes appuyés sur la mesure de pression différentielle au niveau de la ligne liquide. Le signal de pression différentiel présente des fluctuations significatives de l'ordre de 50 Pa autour d'une valeur moyenne. Ces fluctuations de pression résultent de l'intensité du mécanisme d'ébullition en milieu confiné et pour de fortes densités de flux de chaleur. La figure 3 présente la pression différentielle moyennée en fonction du flux de chaleur imposé et pour deux taux de remplissage en éthanol, 40 et 62 %. Si on se place à $Q = 90 \text{ W}$, la différence de pression mesurée sur la ligne liquide est 6 fois plus importante pour le taux de remplissage le plus élevé. Les débits calculés pour les deux taux de remplissage, en faisant l'hypothèse que la différence de pression est relative à une perte de charge linéaire le long de la ligne liquide, sont présentés sur la figure 4. Il y a un facteur de l'ordre de 10 entre les débits calculés. On note que les valeurs de débits calculés sont pour le moment plus de nature qualitatives que quantitatives en raison du régime dynamique de l'écoulement dans la ligne liquide due aux interactions hydrodynamiques avec le mécanisme d'ébullition à l'évaporateur. Confirmé par les visualisations, aucun liquide n'est entraîné jusqu'au condenseur pour le taux de remplissage de 40 % quelque soit le flux de chaleur.

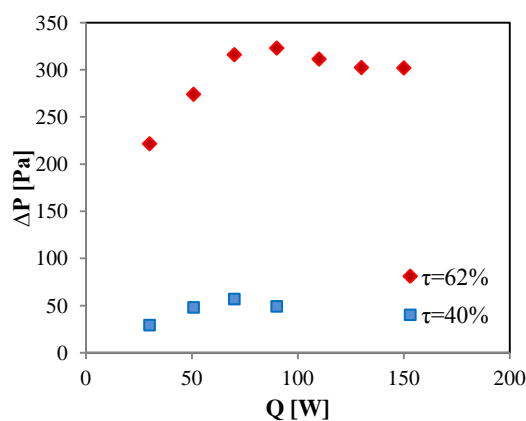


Figure 3 : Variation de la pression différentielle en fonction de Q pour l'éthanol

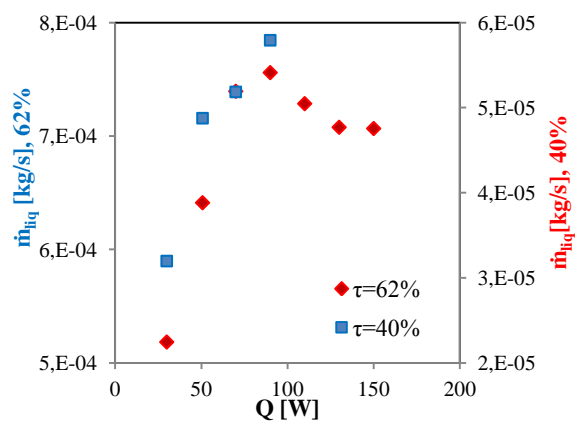


Figure 4 : Evolution du débit du liquide dans la ligne liquide en fonction de Q pour l'éthanol

La conséquence de ce changement de mécanisme pour les deux taux de remplissage participe également à une modification des transferts thermiques. Les figures 5, 6 et 7 présentent respectivement les résistances thermiques au condenseur, à l'évaporateur, et globale pour la boucle thermosiphon. Aux plus faibles flux de chaleur, les transferts de chaleur à l'évaporateur sont plus favorables pour le faible taux de remplissage. La vapeur produite rencontre moins de résistance à son évacuation, améliorant ainsi les échanges. Au

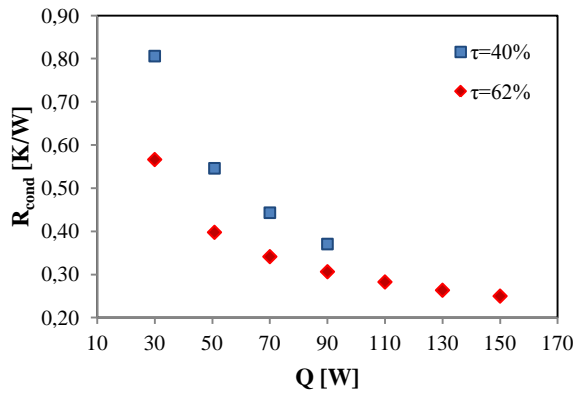


Figure 5 : Variation de la résistance thermique au niveau du condenseur en fonction de Q

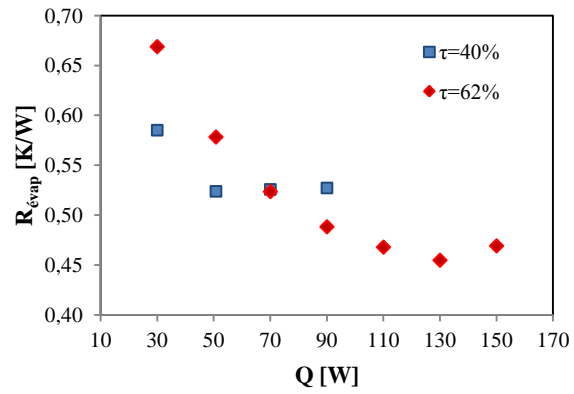


Figure 6 : Variation de la résistance thermique au niveau d'évaporateur en fonction de Q

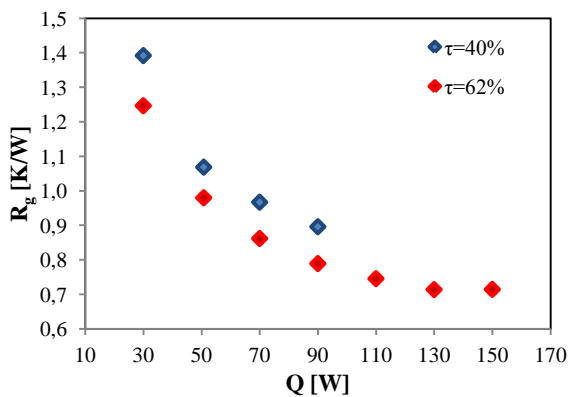


Figure 7 : Variation de la résistance thermique globale en fonction de Q

condenseur, les transferts de chaleur sont améliorés pour les fortes charges lorsque du liquide est entraîné avec la vapeur, quelque soit la puissance. Dans le condenseur incliné, le régime de condensation est de type stratifié. La conséquence de ces mécanismes résulte en une amélioration globale du transfert de chaleur pour les fortes charges et pour notre dimensionnement. Parmi les résultats obtenus, l'effet le plus marquant concerne l'augmentation de la limite de fonctionnement de la boucle thermosiphon pour le fort taux de remplissage. La limite de fonctionnement de la boucle diphasique correspond à l'apparition de la crise d'ébullition sur la surface de l'évaporateur. Cet effet résulte de l'augmentation de la quantité de liquide sous-refroidi à l'entrée de l'évaporateur pour le fort taux de remplissage. La fraction de vapeur dans l'évaporateur est alors atténuée par l'interaction de la vapeur et du liquide sous-refroidi, facilitant alors le remouillage de la paroi de l'évaporateur.

3.3. Influence du réservoir cyclonique

Un séparateur de phase liquide-vapeur de type cyclonique (figure 1) a été inséré entre la sortie et l'entrée de l'évaporateur. L'objectif de ce séparateur de phase est de limiter les effets d'entraînement de liquide par la phase vapeur dans la ligne vapeur. On constate que le séparateur de phase, d'après les figures 8 et 9, n'a pas une influence significative sur les performances de la boucle thermosiphon pour les flux de chaleur modérés. Par contre, le séparateur de phase modifie les mécanismes thermo-hydrauliques de couplage. Ainsi, les transferts de chaleur sont légèrement améliorés à l'évaporateur, liés à une réduction des interactions entre les écoulements liquide et vapeur sur une longueur d'écoulement plus courte. Les transferts de chaleur au condenseur sont légèrement dégradés car seule la chaleur latente intervient dans le transfert de chaleur. Une autre conséquence importante concerne la limite de fonctionnement de la boucle thermosiphon. L'ajout du séparateur de phases a un effet significatif sur la limite de fonctionnement avec une valeur de 130 W. Ce résultat

provient du fait que le liquide qui arrive à l'entrée de l'évaporateur n'est que très légèrement sous refroidi dans le cas de la boucle avec le séparateur. En effet, seul le débit de vapeur condensé est sous-refroidi, ce qui représente de l'ordre de 1/10 du débit total circulant. La majorité du débit liquide entrant dans l'évaporateur provient du séparateur de phase à la température de saturation. Ainsi, l'ébullition confinée dans l'évaporateur n'est plus autant sous-refroidie. La crise d'ébullition apparaît donc plus précocement.

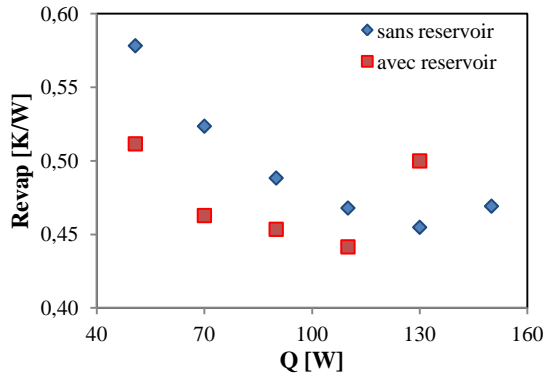


Figure 8 : Variation de la résistance thermique au niveau d'évaporateur en fonction de Q

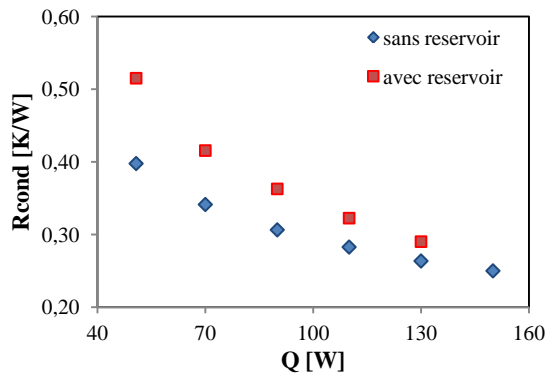


Figure 9 : Variation de la résistance thermique au niveau du condenseur en fonction de Q

4. Conclusion

Dans ce travail, les observations expérimentales font part de nouveaux comportements thermo-hydrauliques des boucles thermosiphon diphasiques pour des forts taux de remplissage et à fortes densités de flux de chaleur. Du liquide est entraîné jusqu'au condenseur par la phase vapeur produite au sein de l'évaporateur sous l'effet du confinement des phases. Ce mécanisme d'entraînement induit une augmentation sensible du débit fluide circulant le long de la boucle ce qui a pour effet de réalimenter l'évaporateur avec une plus grande quantité de liquide sous-refroidi. La conséquence la plus notable, à l'échelle globale de la boucle, c'est une élévation de la limite d'assèchement de l'évaporateur, passant de 30 W/cm^2 avec un taux de remplissage de 40 %, à 50 W/cm^2 pour un taux de remplissage de 62 %. La campagne expérimentale sera poursuivie pour mieux quantifier le rôle des divers paramètres de la boucle favorable à ces effets d'entraînement de la phase liquide jusqu'au condenseur.

Références bibliographiques

- [1] A. Chehade, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, E. Lépinasse. Experimental investigations and modeling of a loop thermosyphon for cooling with zero electrical consumption. *Applied Thermal Engineering* 87, 559-573, 2015.
- [2] Rahmatollah Khodabandeh. Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosyphon loop. *International Journal of Refrigeration* 28, 190-202, 2005.
- [3] Wen Fu, Xiaowei Li, Xinxin Wu, Zhengming Zhang. Investigation of a long term passive cooling system using two-phase thermosyphon loops for the nuclear reactor spent fuel pool. *Annals of Nuclear Energy* 85, 346-356, 2015.
- [4] S.-W. Kang, M.-C. Tsai, C.-S. Hsieh, J.-Y. Chen. Thermal Performance of a Loop Thermosyphon, *Tamkang Journal of Science and Engineering*, Vol. 13, No. 3, pp. 281-288, 2010.
- [5] A. Franco, S. Filippeschi. Experimental analysis of Closed Loop Two Phase Thermosyphon (CLTPT) for energy systems, *Experimental Thermal and Fluid Science* 51, 302-311, 2013.
- [6] A. A. Chehade, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, I. Victor, N. Abouzahab-Damaj. Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance, *Energy Conversion and Management* 84, 671-680, 2014.