

Régimes d'ébullition convective d'un écoulement thermosiphon en hélium normal (4,2 K).

Lahcène BENKHEIRA^{1*}, Bertrand BAUDOUY¹, Mohamed SOUHAR²

¹Laboratoire de Cryogénie

CEA Saclay, DSM/DAPNIA/SACM, 91191 Gif-sur-Yvette Cedex, France

²Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée

2, avenue de la forêt de Haye – B.P. 160, 54504 VANDOEUVRE Cedex, France

* (auteur correspondant : lahcene.benkheira@cea.fr)

Résumé - Dans cet article, on étudie les différents régimes d'ébullition convective d'un écoulement d'hélium normal (4,2 K) en circulation naturelle, simulant le système de refroidissement de l'aimant supraconducteur du détecteur de particules CMS installé au CERN à Genève. Les expériences ont été réalisées sur une boucle thermosiphon avec des tubes en cuivre de diamètre 10 mm et 14 mm uniformément chauffés. Des mesures locales de température ont permis de caractériser les différents modes d'échange thermique en fonction du flux de chaleur et en particulier la transition de l'ébullition nucléée vers l'ébullition en film.

Nomenclature

F	coefficient d'amplification	<i>Indices et exposants</i>	
h	coefficient d'échange thermique, $W/m^2.K$	CV	convection
m	débit massique, Kg/s	EN	ébullition nucléée
q	flux de chaleur, W/m^2	$f0$	phase liquide seul
RRR	rapport de résistivité résiduelle	f	fluide
S	coefficient de suppression	p	paroi
T	température, K	TP	diphase

1. Introduction

L'étude d'un écoulement d'hélium normal diphasique en circulation naturelle est motivée par le dimensionnement du système de refroidissement de l'aimant supraconducteur du détecteur CMS pour le Large Hadron Collider installé au CERN à Genève. Pour maintenir l'aimant autour de la température de l'hélium liquide à la pression atmosphérique (4,2 K), il a été convenu de le refroidir avec une boucle diphasique en circulation naturelle [1]. L'écoulement est induit par une différence de poids entre les branches montantes et les branches descendantes de la boucle créée par la puissance dissipée dans l'aimant par effet joule. La plupart des études réalisées en hélium normal bouillant concernent essentiellement les systèmes en convection forcée [2] et peu d'études ont été entreprises sur l'ébullition en boucle thermosiphon [3].

Dans ce contexte, le présent travail a pour but de mesurer les différentes grandeurs caractéristiques de cet écoulement que sont le débit massique, les variations de température, le taux de vide, les variations de pression afin de déterminer les lois d'évolution des grandeurs caractérisant l'écoulement (taux de vide, titre massique, coefficient de friction et d'échange thermique, ...) et les conditions d'assèchement en paroi (crise d'ébullition).

Après avoir décrit en détail le système expérimental, les différents résultats expérimentaux sur le transfert de chaleur en boucle thermosiphon diphasique sont présentés.

2. Présentation de la boucle thermosiphon et instrumentation

Le dispositif expérimental utilisé dans la présente étude est représenté sur la figure 1. Il se compose d'un cryostat et d'un insert contenant les éléments de la boucle thermosiphon. Le cryostat comporte une enceinte à vide, un écran refroidi à l'azote liquide (80 K), et un deuxième écran refroidi par les vapeurs d'hélium (entre 5 K et 10 K) issues de la boucle. Dans le cryostat un vide poussé entoure l'insert (10^{-6} mbar) et réduit les apports de chaleur par convection sur le circuit d'hélium. L'insert est constitué principalement de deux tubes verticaux associés en forme U avec les extrémités supérieures reliées au séparateur de phases liquide-vapeur. Le séparateur envoie les vapeurs froides (température de l'ordre de 4,2 K à 5,5 K) dans l'écran d'hélium et recycle le liquide dans la boucle. Le tube descendant est de diamètre 40 mm. La section d'essai est constituée d'un tube en cuivre de classe A1 (RRR=145) de diamètre intérieur 10 mm ou 14 mm et d'épaisseur 1 mm. La conductivité thermique à 4,2 K du cuivre est 958 W/m.K, ce qui permet d'avoir un chauffage spatial uniforme. Le chauffage de la paroi se fait grâce à un fil de manganin de 1 mm de diamètre enroulé en hélice sur le cuivre. Il est logé dans une rainure de profondeur 0,75 mm et couvert de résine époxyde (DP190) de conductivité thermique à 4,2 K de 0,02W/m.K. Des sondes de températures de type Lakeshore (Germanium) ont été placées à mi-pas de l'hélice le long de la section d'essai. Elles sont insérées dans des petits supports en cuivre brasés sur la surface externe de tube. Ces sondes ont été calibrées avec une précision de l'ordre du mK. Les quatre fils de la sonde sont collés sur le porte sonde afin d'éviter de chauffer la sonde par le flux de conduction provenant des fils. Ces derniers sont thermalisés à 4,2 K pour limiter le flux de chaleur (de l'ordre du μ W) arrivant sur la sonde.

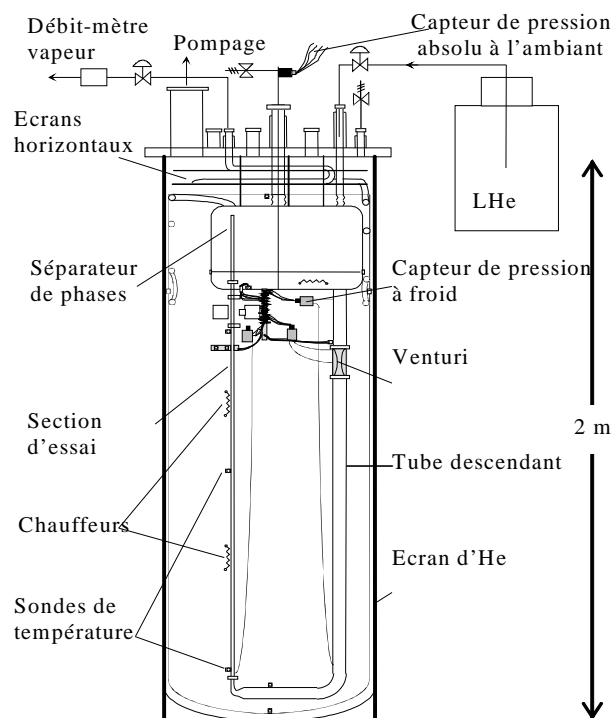


Figure 1 : Appareil expérimental

De plus, la boucle est équipée de deux débitmètres massiques, un pour mesurer le débit liquide total placé sur le tube descendant, et un autre placé à l'extérieur du cryostat pour mesurer le débit vapeur sortant de la boucle. Le débitmètre vapeur Brooks® est capable de mesurer jusqu'à 4,2 g/s d'hélium gaz à la température ambiante avec une précision de 0,01

g/s. Le débitmètre liquide est un venturi de 0,4 m de long avec un diamètre intérieur d'entrée de 40 mm et un diamètre au col de 10 mm. La précision des mesures de débit liquide est d'environ 8% sur toute la plage de flux de chaleur.

3. Résultats et discussion

3.1. Débit massique en fonction de flux de chaleur

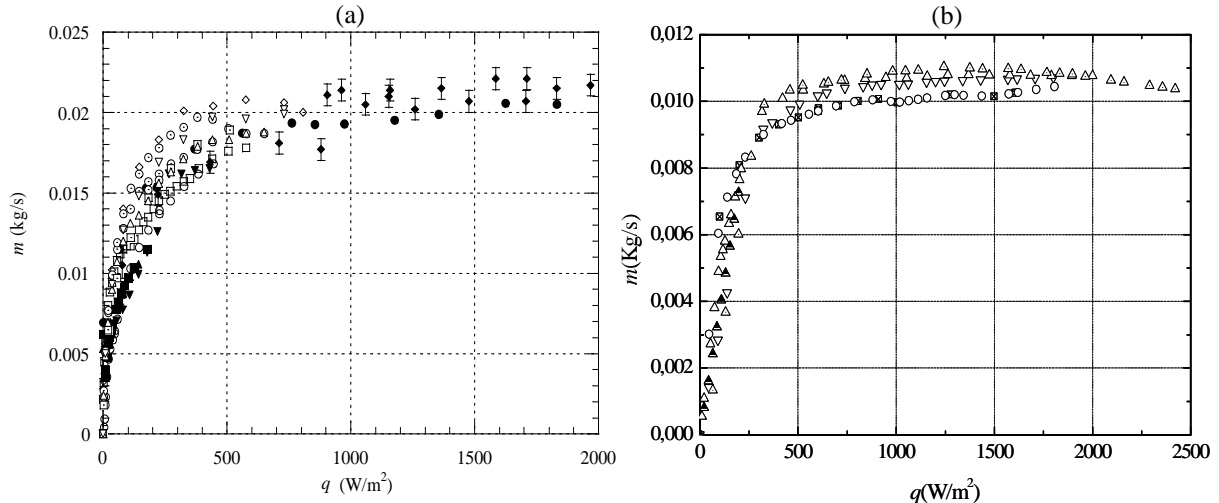


Figure 2 : Débit massique total en fonction de flux de chaleur pour (a) 14 mm et (b) 10 mm

La figure 2 montre l'évolution de débit massique total m en fonction de la densité de flux de chaleur q . Les différents symboles correspondent à des expériences réalisées séparément chacune avec une pression dans le séparateur de phases réglée autour de la pression atmosphérique (99 ± 10 kPa). On remarque que m augmente avec l'augmentation de flux de chaleur ($0-2000$ W/m^2) jusqu'à une valeur limite d'environ 10 g/s pour 10 mm et 22 g/s pour 14 mm. Une légère décroissance de débit a été observée en 10 mm pour $q > 2000$ W/m^2 . En général, le débit massique augmente avec l'augmentation de flux de chaleur dans la zone des flux moyens et diminue avec l'augmentation de flux dans la zone des flux élevés [4]. A faible flux de chaleur, le terme de pression gravitationnelle est le terme dominant et comme il diminue avec l'augmentation de taux de vide dans la section d'essai, le débit massique croît. D'autre part, dans la zone des flux élevés, le terme de frottement devient dominant et augmente avec l'augmentation de flux de chaleur, par conséquent, le débit massique diminue avec l'augmentation de flux de chaleur.

3.2. Courbes d'ébullition et flux critique

La figure 3 illustre les courbes d'ébullition obtenues pour les tubes de diamètre 10 mm et 14 mm. Elles représentent la variation de la densité de flux de chaleur q en fonction de la surchauffe de la paroi, c'est à dire la différence entre la température de la surface chauffée, T_p , et le fluide, T_f . Trois régions d'échange thermiques ont été identifiées suivant la variation de la pente $q/\Delta T$. La première est caractérisée par une variation linéaire représentative de l'échange thermique en fluide monophasique. Tant que la paroi n'a pas atteint la surchauffe nécessaire à la nucléation l'écoulement est en phase liquide seul. Dans la région II, la surchauffe de la paroi est suffisamment grande pour initier la nucléation. L'échange thermique se fait à la fois par convection forcée et par ébullition nucléée ; on parle

d'ébullition nucléée partielle (ENP). Dans la région III, au fur et à mesure que l'on augmente q , le nombre de sites de nucléation actifs croît. La surface chauffée finit par être recouverte de bulles. L'échange thermique en paroi ne se fait que par ébullition nucléée ; on se trouve dans la région d'ébullition nucléée totalement développée (ENT).

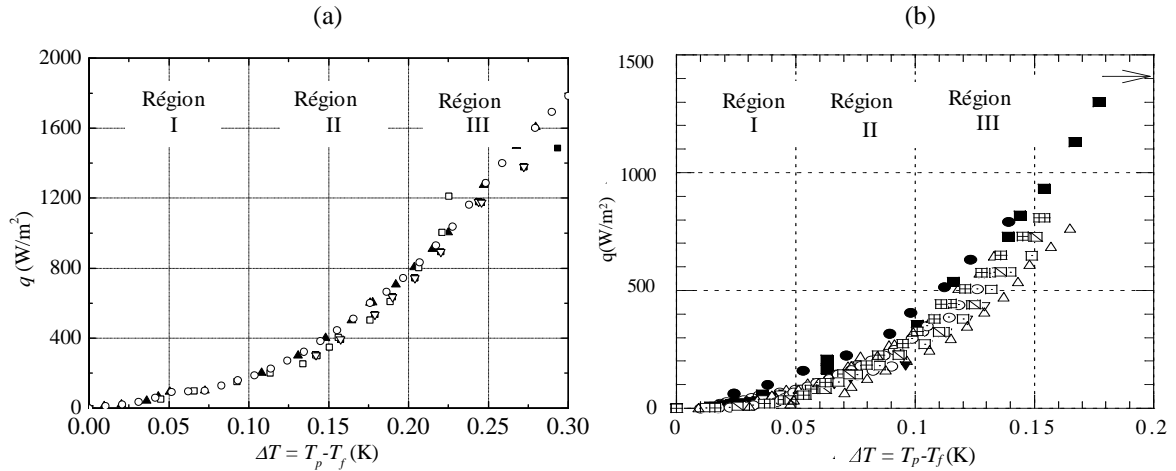


Figure 3 : Courbes d'ébullitions à (a) $z=7$ cm pour 10 mm et (b) $z=60$ cm pour 14 mm

Quand le flux de chaleur dépasse une certaine valeur pendant l'ébullition (le flux critique), la paroi se dessèche et le liquide ne parvient plus à la mouiller [5], il s'en suit une augmentation brutale de la température pariétale. L'ébullition nucléée qui jusqu'à cette limite améliorait le transfert de chaleur en convection forcée devient alors « critique ».

Dans notre cas, on observe des sauts de température de l'ordre de 2 à 3 K comme le montre la figure 4. La crise d'ébullition se produit d'abord à la sortie de la section d'essai puis elle se propage vers l'entrée de tube en augmentant le flux de chaleur [6].

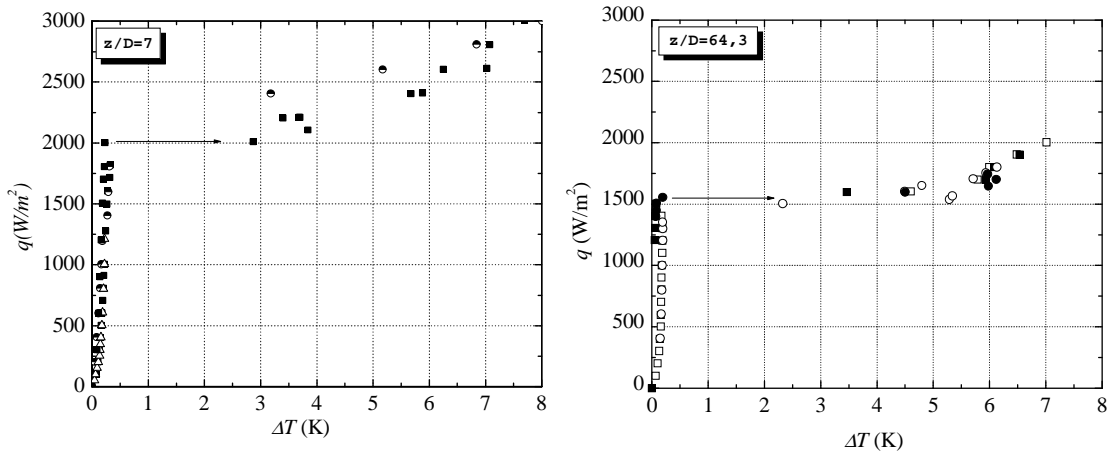


Figure 4 : Transition régime d'ébullition nucléée – régime d'ébullition en film

3.3. Coefficient de transfert de chaleur

Les méthodes de prédiction du coefficient d'échange thermique lors d'un écoulement avec ébullition sont basées sur l'hypothèse de simultanéité des mécanismes d'ébullition nucléée et de convection forcée. Ce formalisme implique que le flux transmis se compose d'un flux de

chaleur de convection forcée et d'un flux d'ébullition nucléée. Le couplage entre ces deux modes d'échange thermique est modélisé par une loi du type [7] :

$$h_{TP} = (h_{CV}^n + h_{EN}^n)^{1/n} \text{ ou } h_{TP} = ((F \cdot h_{CV,fo})^n + (S \cdot h_{pool})^n)^{1/n} \quad (1)$$

Le coefficient F tient compte l'augmentation de la turbulence induite par la présence de la phase vapeur et le coefficient S exprime la diminution de la surchauffe nécessaire à la nucléation en ébullition convective, par rapport à l'ébullition en bain. Plusieurs corrélations ont été développés suivant (1), par exemple Rohsenow [8], Chen [9], Shah [10], Winterton et al. [11, 12] et Kandlikar [13].

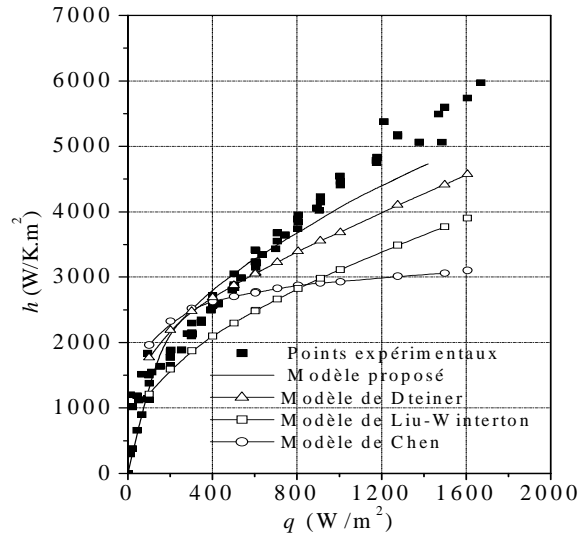


Figure 5 : Comparaison modèle proposé et corrélations dans [11], [14] et [19]

Un modèle a été proposé dans [14] basé sur le principe de superposition (Equation (1) avec $n=3$) où h_{CV} est calculé par la corrélation de Taine et Petit [15] et h_{EN} par la corrélation d'ébullition convective de Steiner [16]. La figure 5 représente une comparaison entre ce modèle et 3 autres corrélations largement utilisés dans la littérature : Chen [9] ($n=1$), Liu-Winterton [12] ($n=2$) et Steiner-Taborek [17] ($n=3$). Il prédit d'une manière très satisfaisante nos résultats expérimentaux avec une erreur moyenne de 18%.

4. Conclusion

Le présent travail étudie expérimentalement le transfert de chaleur et de masse d'un écoulement diphasique d'He normal en circulation naturelle. Les courbes d'ébullition obtenues ont montré clairement l'existence de trois régions de transfert thermique: région de convection forcée en phase liquide seul, région d'ébullition nucléée partielle et région d'ébullition nucléée totalement développée. La transition de régime d'ébullition nucléée au régime d'ébullition en film a été mise en évidence en augmentant le flux de chaleur au delà de flux critique. Un modèle basé sur le principe de superposition des effets de convection forcée et d'ébullition nucléée a été proposé pour prédire le coefficient d'échange thermique. Nos résultats expérimentaux sont en bon accord avec ce dernier.

Références

- [1] Lottin, J. C. and Juster, F.-P., Liquid Helium Thermosiphon for the 4 Tesla CMS Solenoid, *Advances in Cryogenic Engineering* 43, edited by P. Kittel, Plenum Press (1998), 1505-1511.
- [2] Johannes, C., Studies of forced convection heat transfer to helium I, *Advances in Cryogenic Engineering* 17, edited by K. Timmerhaus, Plenum Press (1972), 352-360.
- [3] Baudouy, B., "Heat and mass transfer in two-phase He I thermosiphon flow," in *Adv. in Cryo. Eng.* 47 B, edited by S. Breon, AIP, (2001) 1514-1521.
- [4] Jeng, H.R., Pan, C., *Annals of Nuclear Energy* 26 (1999), 1227-1251.
- [5] Tong, L.S., Tang, Y.S., *Boiling heat transfer and two-phase flow*, 2nd Ed. Taylor & Francis, (1997).
- [6] Baudouy, B., Heat transfer near critical condition in two-phase He I thermosiphon flow at low vapor quality, *Advances in Cryogenic Engineering* 49, edited by S. Breon, AIP (2003), 1107-1114.
- [7] Collier, J. G., Thome, J. R., *Convective Boiling and Condensation*, 3rd Ed. Oxford University Press, (1994).
- [8] Rohsenow, W.M., *Trans. ASME* 74 (1952), 969-976.
- [9] Chen, J. C., *Ind Engng Chem. Proc. Des. Dev.* 5 (1966), 322-329.
- [10] Shah, M. M., *ASHRAE Trans.* 82 (1976), 66-86.
- [11] Gungor, K. E., Winterton, R.H.S., *Int. J. Heat Mass Transfer* 29 (1986), 351-358.
- [12] Liu, Z., Winterton, R.H.S., *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (1991), 2759-2766.
- [13] Kandlikar, S.G., *J. Heat Transfer* 112 (1990), 219-228.
- [14] Benkheira, L., Souhar, M., Baudouy, B., "Heat and Mass Transfer in nucleate boiling regime in a natural circulation loop" accepté pour publication dans *Advances in Cryogenic Engineering* 57, (2005).
- [15] Taine, J., Petit, J.-P., *Transferts Thermiques – Mécanique des Fluides Anisothermes*, Dunod, (1989).
- [16] Steiner, D., *Cryogenics* 26 (1986), 309-318.
- [17] Steiner, D., Taborek, J., *Heat Transfer Engng* 13 (1992), 43-69.