

# Caractérisation expérimentale des transferts de chaleur dans un canal d'eau avec changement de phase

Philippe REULET<sup>1</sup>, Baptiste DEJEAN<sup>1</sup>, Pierre BERTHOUMIEU<sup>1</sup>, Davide ZUZIO<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ONERA/DMPE Université de Toulouse, F-31055 Toulouse

\*(auteur correspondant : philippe.reulet@onera.fr)

**Résumé** – Une expérience de canal chauffé avec picots et alimenté en eau liquide a été conçue et fabriquée. Il s'agit d'étudier les phénomènes liés à l'ébullition de l'eau chauffée par la paroi inférieure du canal. Lors de la campagne d'essais les visualisations de l'écoulement montrent la génération de la vapeur dans l'écoulement fluide autour des picots. Des mesures de température dans la paroi et les valeurs de la puissance fournie ont conduit à identifier le flux de chaleur et la température à l'interface fluide/paroi. A partir du bilan thermique dans le fluide, sa température est calculée ce qui permet d'identifier le coefficient d'échange pariétal en présence de l'ébullition.

## Nomenclature

$h$	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Indices</i>	
$p$	taux de vapeur, %	$e$	effectif
$q$	densité de flux de chaleur, $W.m^{-2}$	$f$	fluide
$x,y$	coordonnées, m	$lv$	liquide-vapeur
$T$	température, K	$mes$	mesure
$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	$p$	paroi

## 1. Introduction

Les échangeurs de chaleur avec changement de phase sont très courants dans l'industrie sous la forme d'échangeurs à plaques (PHE). De nombreux travaux expérimentaux ont été réalisés sur ces évaporateurs à plaques avec des fluides réfrigérants. On notera en particulier une revue très complète de Amalfi et al. [1][2] qui fournit de nombreuses corrélations expérimentales pour les pertes de charge et les coefficients de transfert de chaleur. Les études existantes ont montré que les transferts de chaleur dans ces échangeurs sont très complexes et dépendent de nombreux paramètres : régime d'écoulement, géométrie, propriétés des fluides, flux de chaleur. La plupart des formulations proposées sont basées sur des corrélations du transfert de chaleur en ébullition dans des tubes, prenant en compte les contributions de l'ébullition nucléée et de l'ébullition convective (Chen [3] et Shah [4]). Si l'ébullition convective forcée a été associée à des expériences menées à des flux massiques élevés (cas habituel des PHE), l'ébullition nucléée est associée à des expériences à faible flux massique (Ayub et al. [5]). Une configuration plus proche de celle qui nous intéresse a été étudiée par Gourbil [6] qui vise à caractériser la crise d'ébullition en convection forcée, dans un milieu poreux chauffant. Le dispositif expérimental consiste en un milieu poreux quasi-bidimensionnel, composé de cylindres disposés entre deux plaques permettant de visualiser l'écoulement.

## 2. Campagne expérimentale

Une maquette de canal chauffé avec picots a été réalisée, de dimensions extérieures  $700 \times 82 \times 39$  mm<sup>3</sup> (Figure 1). Le montage permet l'inclinaison de la maquette mais tous les essais

réalisés et traités dans cet article sont faits avec un canal horizontal. Le canal de section  $42 \times 4 \text{ mm}^2$  est alimenté en amont par un débit d'eau contrôlé (précision  $\pm 0.01 \text{ g/s}$ ), à température ambiante. La paroi basse du canal est chauffée. La paroi supérieure est percée par un hublot permettant la visualisation de l'écoulement. De nombreux thermocouples sont insérés dans les parois inférieure et supérieure du canal afin de mesurer les conditions de température de l'expérience. L'ensemble de la maquette a été inséré dans un support isolant afin de minimiser les pertes thermiques vers l'environnement. A la sortie du canal, le débit de liquide non vaporisé est déterminé par une mesure du volume de liquide pour une durée de fonctionnement prédéfinie. Enfin un capteur de pression différentielle (précision  $\pm 0.06 \text{ mbar}$ ) enregistre les pertes de charge entre l'entrée et la sortie du canal.

Sur toutes les figures, l'origine du repère est placée à gauche, avec une circulation du fluide de la gauche vers la droite. Le repère pour le modèle thermique est défini par :  $x=0$  au bord de la plaque côté entrée et  $y=0$  à la surface inférieure de la paroi inférieure du canal.

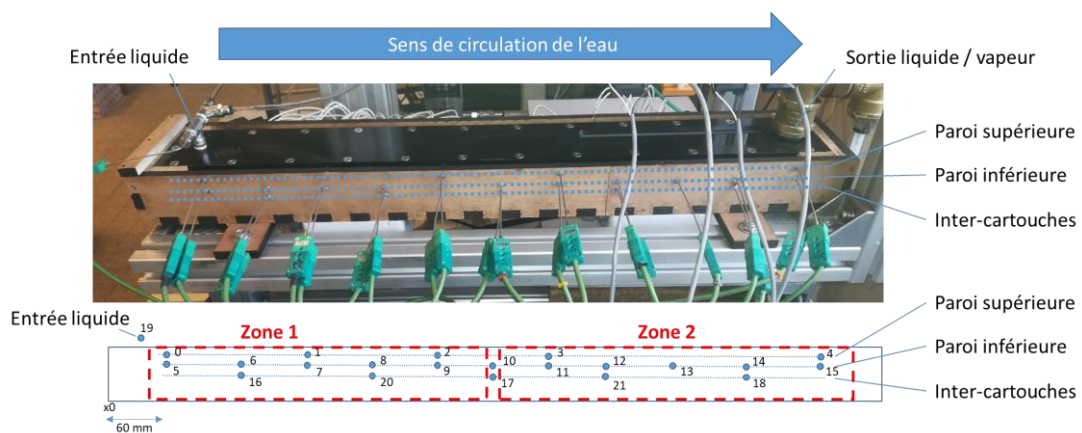


Figure 1 – Photo de l'expérience et instrumentation

La maquette est instrumentée par 22 thermocouples de type K diamètre 1,5 mm :

- TC00 à TC04 : paroi supérieure du canal, distance 3.8 mm de l'interface fluide/solide
- TC05 à TC15 : paroi inférieure du canal, distance 3.8 mm de l'interface fluide/solide (espacés de 60 mm suivant la longueur du canal)
- TC16 à TC18 & TC20 & TC21 : paroi inférieure du canal, positionnés entre les cartouches chauffantes, distance 12.5 mm de l'interface fluide/solide. TC20 & TC21 sont utilisés par le système d'alimentation électrique des cartouches et ne sont pas enregistrés par la chaîne de mesures.
- TC19 : entrée du liquide

Dans la paroi inférieure, les 31 cartouches chauffantes de 200 W sont alimentées par deux boîtiers électriques indépendants permettant de régler la puissance fournie entre 0 et 100% de la puissance maximale (cartouches C01 à C16 zone 1, C17 à C31 zone 2). A noter que lors du post-traitement des essais, il s'est avéré que la cartouche C14 était défectueuse.

La campagne d'essais avec maquette horizontale a été réalisée en faisant varier le débit d'eau (1, 3 et 5 g/s) et la puissance d'alimentation des cartouches. Pour chaque condition de débit, 6 ou 7 paliers de puissance ont été réalisés jusqu'à atteindre un état stationnaire. La puissance électrique maximale fournie est limitée pour garantir la présence de liquide jusqu'à la sortie afin d'éviter une surchauffe de la paroi inférieure en cas d'ébullition complète. Dans chaque condition d'essais, toutes les mesures sont acquises et des visualisations de l'écoulement sont enregistrées par caméra vidéo classique ou rapide. Pour augmenter le contraste entre les zones liquides et les zones gazeuses, de l'acide amino G est ajouté dans l'eau distillée.

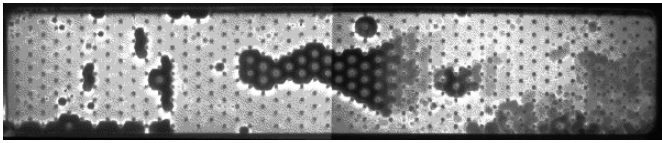
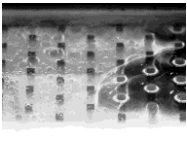
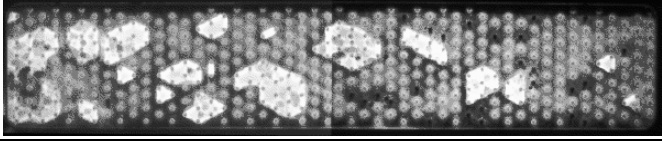
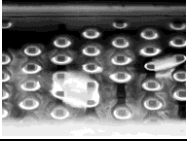
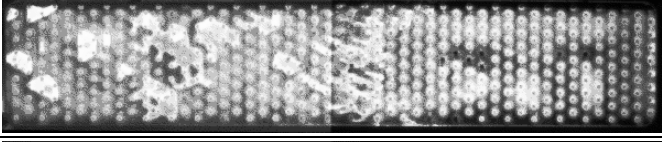
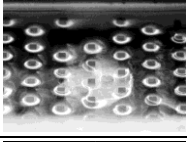
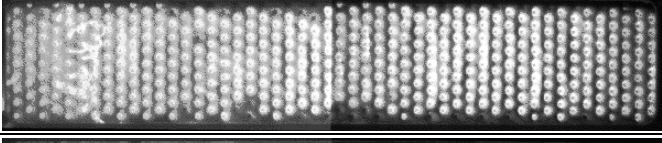
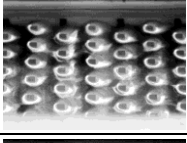
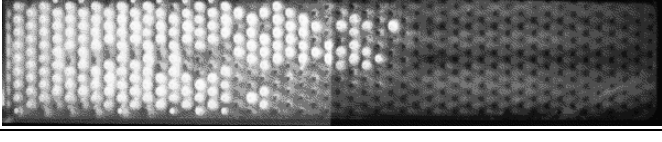
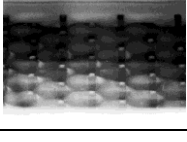
Conditions	Vidéo hublot complet	Zoom
Puissance = 20% % massique vapeur = 3% Perte de charge = 2.5 mbar		
Puissance = 30% % massique vapeur = 6% Perte de charge = 2.2 mbar		
Puissance = 40% % massique vapeur = 16% Perte de charge = 4.0 mbar		
Puissance = 60% % massique vapeur = 30% Perte de charge = 8.0 mbar		
Puissance = 80% % massique vapeur = 45% Perte de charge = 15 mbar		

Figure 2 : Essais 3 g/s, zones de chauffage : 1 et 2, position : horizontale

L'uniformité de l'écoulement suivant la largeur du canal a été vérifiée de manière qualitative en analysant ces visualisations. Les enregistrements vidéo permettent d'observer en zone 2 l'écoulement du mélange liquide/vapeur (Figure 2). La limite du début d'ébullition est observable seulement sur la plus faible puissance de chauffe (20%). Pour les autres puissances, l'écoulement observé est principalement gazeux avec des passages de poches de liquide qui se font de moins en moins fréquents à mesure que la puissance de chauffe augmente. Pour ces régimes d'écoulement, sur de nombreux picots on peut observer une petite rétention de liquide.

### 3. Post-traitement des essais

L'objectif du post-traitement est d'identifier les flux de chaleur et température à l'interface fluide/solide entre la paroi inférieure et le fluide, à partir des mesures par thermocouples réalisées dans la paroi. Compte-tenu du nombre de thermocouples présents, la maquette a été simplifiée en considérant un modèle 2D plan de la paroi inférieure. Cette hypothèse est justifiée car les surfaces inférieures et latérales de la maquette sont isolées comme le montre la Figure 1. D'autre part les pertes thermiques vers la paroi supérieure et les pertes par convection naturelle restent négligeables par rapport à la puissance totale fournie.

Le calcul d'identification fait appel à une méthode inverse de conduction de la chaleur intégrée dans le code MODETHEC [7]. Cette méthode inverse, instationnaire et basée sur la méthode de Beck, permet de retrouver le flux de chaleur à la surface à partir des mesures de température ponctuelles dans le volume. La résolution est instationnaire avec un pas de temps de 1 s, les mesures à l'état stationnaire sont appliquées à chaque instant ; 100 pas de temps sont suffisants pour atteindre les conditions stabilisées. Les propriétés thermophysiques de l'aluminium 7175 utilisé pour la fabrication des éléments de la maquette, sont issues des données de la littérature :

$$k = 155 \text{ W/m/K} ; C_p = 873.0 \text{ J/kg/K} ; \rho = 2790 \text{ kg/m}^3$$

Le maillage de la paroi inférieure a été réalisé avec le logiciel GMSH, en spécifiant une taille de maille de 1 mm : Figure 3. Les deux extrémités de la paroi, qui ne sont pas en contact avec le canal, ont été supprimées car elles ne contribuent pas au transfert de chaleur vers le fluide. Les picots ne peuvent pas être modélisés dans ce maillage 2D plan, leur présence sera prise en compte dans le post-traitement comme détaillé ci-après. Les croix rouges et bleues indiquent la position des 14 thermocouples enregistrés par la chaîne de mesure. Seuls les 11 thermocouples placés à la distance de 3.8 mm de l'interface fluide/solide (TC05 à TC15) sont pris en compte par la méthode inverse pour identifier le flux de chaleur à l'interface. Les 3 autres thermocouples sont utilisés uniquement pour un contrôle. Le flux de chaleur à la surface est recherché sous la forme d'une fonction linéaire par morceaux définie à partir des 11 valeurs de flux aux positions axiales des 11 thermocouples.

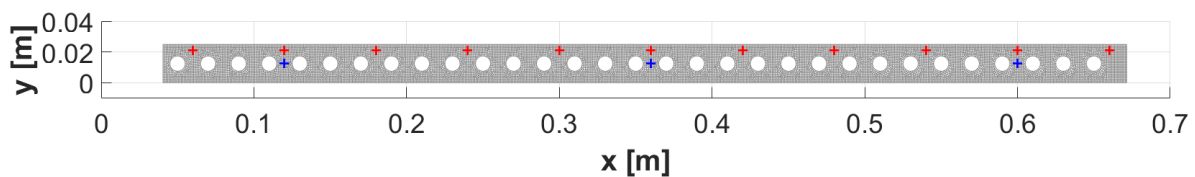


Figure 3 – Visualisation du maillage – Positions thermocouples (croix rouges et bleues)

Le post-traitement des essais pour le débit de 3 g/s est détaillé ici. Les essais pour les débits de 1 et 5 g/s ont également été traités mais ne sont pas présentés. Pour le débit d'eau de 3 g/s, 7 paliers de puissance de chauffe ont été réalisés. Les conditions correspondantes sont indiquées dans le Tableau 1. Les écarts entre le taux de vapeur calculé et les mesures sont inférieurs à 4% et peuvent être expliqués par un phénomène de condensation dans le tube d'évacuation de la vapeur en sortie.

n° calcul		301	302	303	304	305	306	307
Débit liquide	g/s	3	3	3	3	3	3	3
Puissance zones 1 & 2	%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%
Puissance totale	W	1117	1666	2189	2692	3230	3763	4292
% vapeur mesuré	%	3%	6%	16%	22%	30%	38%	45%
% vapeur calculé	%	1%	10%	17%	25%	33%	40%	48%

Tableau 1 – Conditions des essais au débit 3 g/s

Le résultat du calcul inverse par le code MODETHEC permet de tracer le champ de température à l'état stationnaire dans toute la plaque : Figure 4. Le champ dans la partie supérieure de la figure montre toute la plaque.

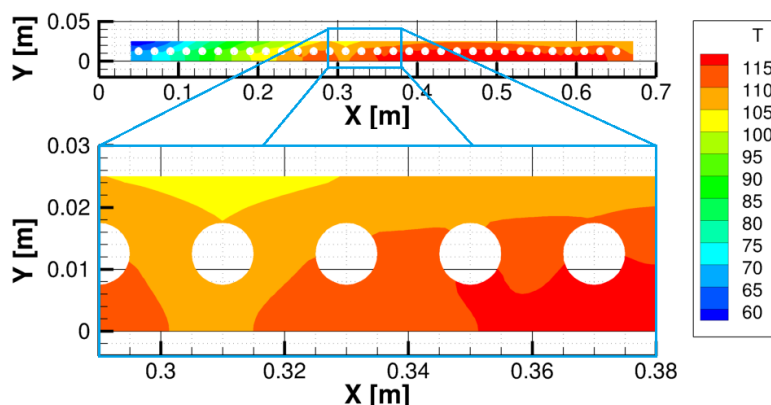


Figure 4 – Champ de température – essai 3 g/s, puissance 40%

La température croît rapidement depuis l'entrée où le fluide froid pénètre dans le canal. Un gradient de température apparaît dans la zone sur laquelle le fluide s'échauffe jusqu'à la température d'ébullition. Sur toute la deuxième partie du canal, la température reste relativement uniforme. Le champ en bas présente un zoom sur la partie centrale dans laquelle la cartouche C14 ( $x=0.31$  m) présente un défaut de chauffe qui se traduit par une baisse locale de la température, visible sur toute l'épaisseur de la paroi. Cet effet n'avait pas été détecté en visualisant le thermocouple le plus proche ( $x=0.30$  m) même s'il paraît visible sur les profils de température de surface. Les températures calculées aux positions des 11 thermocouples utilisés par la méthode inverse sont rigoureusement identiques à celles fournies en données d'entrée, ce qui permet de vérifier que la solution est bien cohérente avec les mesures. Les écarts entre les températures calculées et mesurées aux 3 autres positions de mesure, sont inférieurs à  $1.0^{\circ}\text{C}$ .

Au niveau de l'interface fluide/solide, la température de paroi  $T_p$  (Figure 5) et la densité de flux de chaleur à l'interface  $q$  (Figure 6) sont calculés.

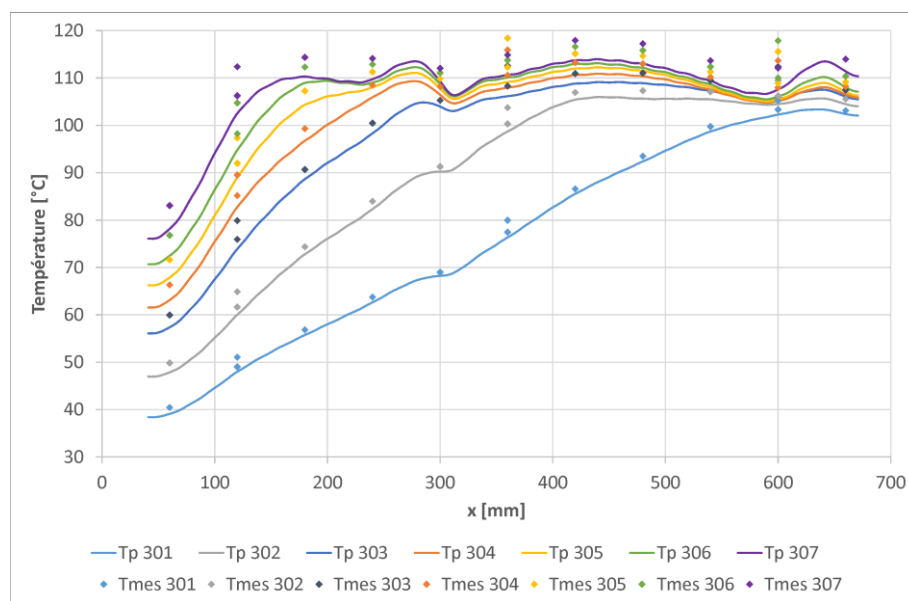


Figure 5 – Profil de la température de paroi – débit 3 g/s

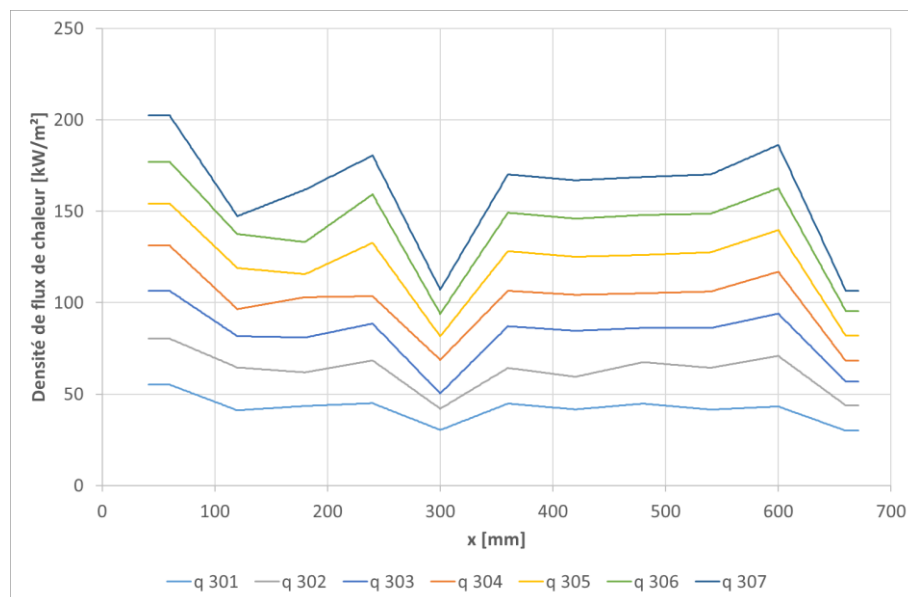


Figure 6 – Profil de la densité de flux de chaleur à la paroi – débit 3 g/s



Sur la Figure 5, sont indiquées les mesures des thermocouples  $T_{mes}$  afin de visualiser le gradient qui apparaît entre la position des mesures et la surface. Ce gradient est faible grâce à l'utilisation d'un matériau de forte conductivité thermique. Depuis l'entrée du canal, la température augmente progressivement jusqu'à la position où apparaît l'ébullition puis présente un plateau proche de  $110^{\circ}\text{C}$ . Les profils de la densité de flux de chaleur présentent un pic à l'entrée à cause de l'arrivée de fluide froid sur la paroi chaude. Le défaut de la cartouche C14 induit une baisse locale du flux, la conduction dans la paroi ne suffisant pas à uniformiser sa température. Enfin près de la sortie du canal, le flux présente un maximum à l'avant dernière position puis une valeur fortement réduite à la dernière position. A noter qu'il apparaît de façon systématique sur l'ensemble des essais. Aucune explication physique n'a été identifiée pour expliquer ce comportement.

Pour déterminer un coefficient d'échange pariétal local, il est nécessaire de connaître la température du fluide le long du canal. Pour cela un bilan d'enthalpie est réalisé sur le fluide depuis l'entrée jusqu'à la sortie. Le canal est divisé en cellules élémentaires de la taille des mailles de la paroi. Le bilan pour cette cellule élémentaire est schématisé sur la Figure 7 : la température de sortie  $T_{n+1}$  et le taux d'ébullition  $p_{n+1}$  sont calculés en fonction des valeurs à l'entrée ( $T_n, p_n$ ) et du flux à la paroi  $q_n$ . Les paramètres thermophysiques de l'eau sont extraits de la base de données CEDRE [9] :

$$T_{lv} = 100^{\circ}\text{C}$$

$$C_{pl} = 4184 \text{ J/kg/K}$$

$$C_{pv} = 1895 \text{ J/kg/K}$$

$$L_{lv} = 2283292 \text{ J/kg}$$

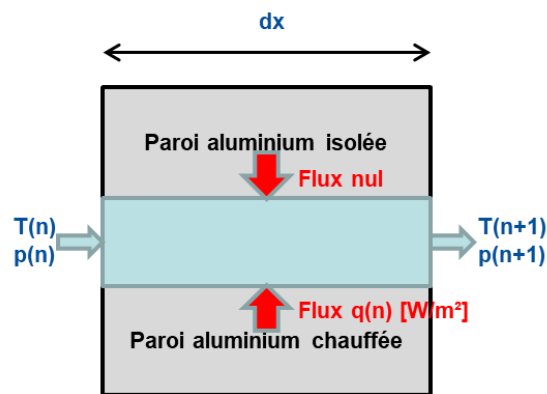


Figure 7 – Schéma du bilan d'enthalpie pour le fluide dans le canal

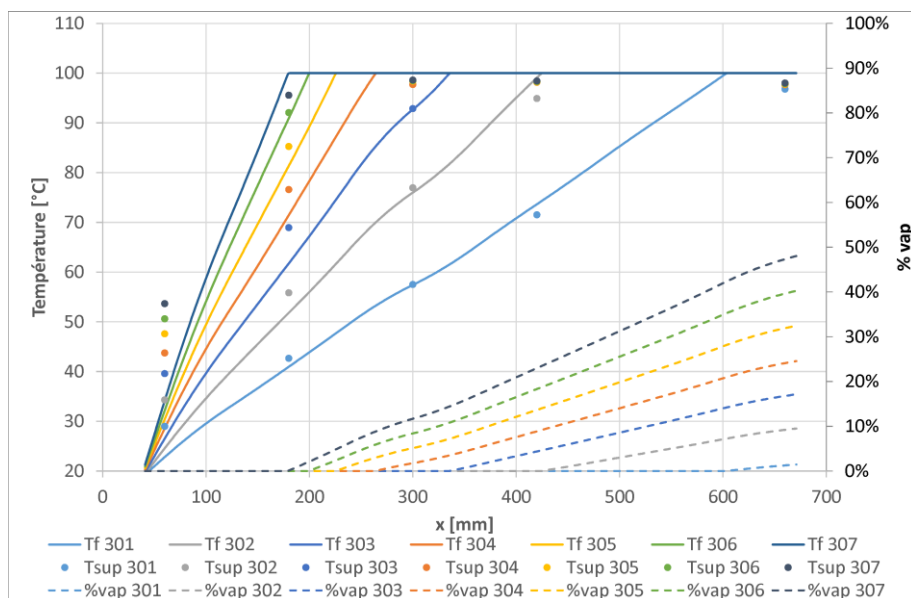


Figure 8 – Profil de température du fluide et taux d'évaporation – débit 3 g/s

Connaissant la température d'entrée du canal, mesurée par le thermocouple TC19, il est possible de déterminer l'évolution de la température du fluide et du taux d'ébullition sur toute la longueur du canal : Figure 8. La température du fluide augmente progressivement jusqu'à la température d'ébullition, puis reste constante tant que tout le liquide n'est pas vaporisé. Le taux d'ébullition est tracé en pointillés. Les mesures de température dans la paroi supérieure ( $T_{sup}$ ) sont en bon accord avec les températures calculées dans le fluide, excepté proche de l'entrée du canal ( $x=60$  mm). Cet écart est probablement dû à des effets de bord : la maquette réelle commençant à  $x=0$  mm alors que le fluide entre à  $x=41$  mm.

La grandeur permettant de caractériser les transferts de chaleur entre la paroi chaude et le fluide est le coefficient d'échange convectif. Dans la configuration étudiée, la paroi est hérissée de picots. On définit alors un coefficient d'échange effectif  $h_e$  en prenant en compte la surface d'échange d'une paroi lisse (méthode similaire à celle utilisée par Van Fossen [8]). Ce coefficient d'échange effectif s'écrit :

$$h_{e_n} = q_n / (T_{p_n} - T_{f_n})$$

avec  $T_f$  la température du fluide dans le canal, calculée par :  $T_{f_n} = (T_n + T_{n+1})/2$

En suivant le raisonnement proposé par Van Fossen [8], il est possible de déterminer le coefficient d'échange pariétal  $h_p$  à partir du coefficient d'échange effectif en considérant que les picots forment des ailettes. En faisant l'hypothèse que le coefficient d'échange est uniforme sur les parois des picots et la paroi inférieure, il est possible d'écrire :

$$\frac{h_e}{h_p} = 1 + \left(\frac{c}{d}\right)^2 \left( \sqrt{\frac{4k}{h_p c}} \tanh\left(\sqrt{\frac{4h_p}{kc}} L\right) - 1 \right)$$

- taille des picots :  $c = 1$  mm
- distance entre les picots :  $d = 4$  mm
- longueur des picots :  $L = 4$  mm
- conductivité thermique de la paroi :  $k = 155$  W/m/K

Cette équation est résolue par méthode itérative pour identifier le coefficient d'échange  $h_p$  à partir du coefficient d'échange effectif  $h_e$  calculé précédemment.

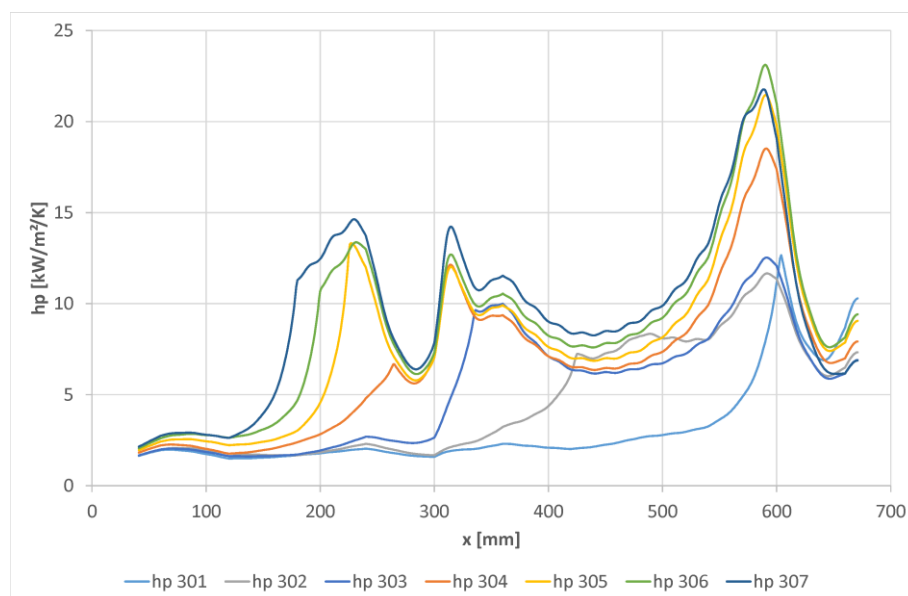


Figure 9 – Profil de coefficient d'échange à la paroi – débit 3 g/s

Le profil du coefficient d'échange pariétal est tracé sur la Figure 9. Sa valeur, dans la partie du canal où le fluide est liquide, est proche de 2-3 kW/m<sup>2</sup>/K. Le profil présente un premier pic au début de l'ébullition vers 13 kW/m<sup>2</sup>/K, suivi d'un palier proche de 7-8 kW/m<sup>2</sup>/K. Juste avant la sortie apparaît un deuxième pic suivi d'une forte baisse, cohérente avec les variations du flux à la paroi.

En considérant une incertitude sur les températures mesurées par les thermocouples de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , une analyse du cas de débit 3 g/s à la puissance de 80% a permis de déterminer l'incertitude des résultats obtenus : température de paroi  $\pm 1.1^\circ\text{C}$ , température du fluide  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ , flux à la paroi  $\pm 6\%$  du flux local, taux de vapeur  $\pm 0.03\%$ . L'incertitude sur le coefficient d'échange pariétal est de  $\pm 20\%$  de la valeur locale. A noter que cet écart dépend très fortement de la zone considérée : il est faible dans la zone avant apparition de l'ébullition. Il est maximal près du point de début d'ébullition et rediminue dans la zone de mélange liquide/vapeur.

#### 4. Conclusion et perspectives

Une expérience a été conçue et réalisée pour étudier les phénomènes d'ébullition dans un fluide circulant dans un canal chauffé par sa paroi inférieure hérissée de picots. Les visualisations ont permis d'analyser les phénomènes d'ébullition en faisant varier le débit d'eau injecté et la puissance de chauffe.

Une méthodologie de post-traitement des essais a été définie pour calculer la température et le flux de chaleur à l'interface paroi/fluide à partir des températures mesurées dans la paroi chauffée. Ces résultats ont conduit à déterminer la température et le taux de vapeur dans le canal et finalement à identifier le coefficient d'échange thermique pariétal.

#### Références

- [1] R.L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J.R. Thome, « Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database », *Int. Jour. of Refrigeration*, Vol. 61, pp. 166-184, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.010>.
- [2] R.L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J.R. Thome, « Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods », *Int. Jour. of Refrigeration*, Vol. 61, pp. 185-203, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.009>.
- [3] J.C. Chen, « Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow », *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 5, 322–329, 1966, <https://doi.org/10.1021/i260019a023>.
- [4] M.M. Shah, « New correlation for heat transfer during boiling flow through pipes », *ASHRAE Transactions*, 82 part. 2, pp. 66-86, 1976.
- [5] Z.H. Ayub, T.S. Khan, S. Salam, K. Nawaz, A.H. Ayub, M.S. Khan, « Literature survey and a universal evaporation correlation for plate type heat exchangers », *Int. Jour. of Refrigeration*, Vol. 99, pp. 408-418, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.09.008>.
- [6] M.A. Gourbil, « Etude expérimentale de l'ébullition convective en milieu poreux : assèchement et flux critique », Thèse IMFT-INP Toulouse, 2017.
- [7] C. Huchette, J.P. Marquez Costa, P. Reulet, N. Dellinger, « Convention PhyFIRE2 – Lot 2 : Développement d'un cadre de modélisation pour les matériaux composites – Année 2 », RT 5/30430 DMPE-DMAS, Octobre 2021.
- [8] G.J. Van Fossen, « Heat Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins », NASA TM 81596, ASME 81-GT-75, 1981.
- [9] A. Refloch, B. Courbet, A. Murrone, P. Villedieu, C. Laurent, et al., « CEDRE Software. Aerospace Lab », 2011, pp. 1-10. (hal-01182463).