

Étude des transferts de masse et de chaleur lors de la vaporisation d'un écoulement d'eau à basse pression dans un canal étroit

Study of heat and mass transfer during sub atmospheric vaporization of water flow in a narrow channel

Antoine DUMAIN^{1,2}, Florine GIRAUD^{1*}, Benoit STUTZ¹, Guillaume CASTANET²

¹ Université Savoie Mont Blanc, CNRS, LOCIE, 73000 Chambéry, France

² Université de Lorraine, CNRS, LEMTA, 54000 Nancy, France

*(auteur correspondant : florine.giraud@univ-smb.fr)

Résumé : La vaporisation d'un écoulement d'eau à basse pression dans un canal étroit est étudiée expérimentalement afin d'améliorer les performances des pompes à chaleur à eau. L'eau liquide circule dans un canal de 5,1 mm d'épaisseur et est chauffée par un fluide secondaire. L'effet de la surchauffe pariétale, du débit du fluide de travail et de la hauteur de liquide sur les transferts de masse et de chaleur est étudié. La comparaison des flux échangés expérimentalement avec ceux d'une simulation 3D de l'écoulement sans changement de phase permet de mettre en évidence l'importance de la vaporisation sur l'intensification des transferts de masse et de chaleur.

Abstract - In order to improve water-based heat pump evaporators performances, sub atmospheric vaporization of water in a narrow channel is studied. Liquid water flows in a 5.1 mm thick channel and is heated by a secondary fluid. The effect of excess temperature, flow rate of working fluid and liquid height on heat and mass transfer is studied. Experimental heat fluxes are compared with a 3D simulation of the flow with no phase change to highlight the effect of vaporization on heat and mass transfer intensification.

Nomenclature

e	épaisseur de confinement, m	T	température, K
h	hauteur de liquide, m	P	pression, mbar
L	largeur du canal, m	v	vitesse, m.s ⁻¹
$\dot{m}$	débit, kg.s ⁻¹	ρ	masse volumique, kg.m ⁻³
t	temps, s	ΔH_{LV}	enthalpie de vaporisation, J.kg ⁻¹

1. Introduction

Afin de respecter les réglementations environnementales comme la F-gas II, de plus en plus de constructeurs de pompe à chaleur se tournent vers des fluides frigorigènes naturels. Parmi eux, l'eau bénéficie de nombreux avantages étant donné que c'est un fluide abondant, non toxique, peu cher et avec de bonnes propriétés thermophysiques. Son principal inconvénient est que la pression nécessaire pour obtenir le changement de phase liquide-vapeur aux températures typiques de travail de la machine, pour une application pompe à chaleur ou rafraîchissement d'air, est subatmosphérique (10 mbar à 7 °C). À de telles pressions, les phénomènes d'ébullition sont très différents de ceux observés à pression atmosphérique. Du fait de la faible masse volumique de vapeur, des surchauffes plus importantes sont nécessaires pour déclencher

l'ébullition et des bulles de plusieurs centimètres sont observées [1]. Après s'être détachées de la paroi, des bulles secondaires peuvent apparaître menant à un comportement chaotique. Entre chaque événement d'ébullition, un temps d'attente allant jusqu'à plusieurs minutes est observé durant lequel aucune bulle n'apparaît [2], [3]. Giraud et al. [4], [5] ont ainsi montré que le flux thermique dans un évaporateur à plaque planes, dans ces conditions, est principalement dû à l'assèchement de fins films liquides déposés sur la paroi chauffée à la suite de la croissance et de l'explosion des bulles. Cependant, bien que les transferts soient importants au niveau de ces films, une large partie de la surface de l'échangeur, notamment la base de l'échangeur, rempli d'eau liquide, ne participe pas ou peu aux échanges.

Ainsi, le présent papier s'inscrit dans la continuité des travaux de Giraud et al [4]. L'étude porte sur les transferts se produisant dans un évaporateur à plaques planes dans lequel, afin de limiter la surface en contact avec de l'eau à la base de l'évaporateur, l'eau liquide à 10 mbar est mise en circulation. L'effet de la surchauffe pariétale, du débit du fluide de travail et de la hauteur de liquide sur les transferts de masse et de chaleur est étudié expérimentalement. Des observations visuelles des phénomènes et une simulation 3D de l'écoulement permettent de mettre en évidence l'intensification des transferts du fait de la vaporisation du fluide de travail.

2. Dispositif expérimental et méthodes

L'évaporateur étudié est présenté sur la figure 1.a), et le banc expérimental complet sur la figure 1.b). Il consiste en un échangeur à plaques planes de 17*15 cm composé de deux canaux : un canal de 1 mm d'épaisseur dans lequel circule le fluide secondaire, et un canal dont l'épaisseur de confinement peut être ajustée en empilant des joints plats en PTFE, dans lequel circule le fluide de travail. Les deux fluides sont séparés par une plaque plane en acier inoxydable de 1 mm d'épaisseur. Une fenêtre transparente en polycarbonate de 14x14 cm permet la visualisation et l'enregistrement des phénomènes d'ébullition. Le fluide de travail est pompé depuis un réservoir vers un échangeur afin d'atteindre sa température de saturation, puis circule dans la partie inférieure de l'évaporateur de gauche à droite. Il y est chauffé par le fluide secondaire causant un changement de phase liquide-vapeur. La vapeur générée est évacuée dans la partie supérieure de l'évaporateur, partie reliée à un condenseur surdimensionné, point le plus froid de l'installation, permettant d'imposer la pression de travail. La vapeur condensée et l'eau liquide en sortie de l'évaporateur circulent séparément vers le réservoir. Des bains thermostatés reliés à des échangeurs de chaleur permettent de contrôler la température en entrée de l'évaporateur, au condenseur et dans la cuve. L'ensemble du banc est instrumenté avec des thermocouples de type K étalonnés avec une tolérance de +/- 0,2 K. Des débitmètres permettent la mesure des débits du fluide de travail et des fluides secondaires avec une précision de 0,2 % du débit mesuré. Un capteur de pression est placé à la sortie vapeur de l'évaporateur, mesurant la pression avec une incertitude de 0.025 mbar. Ces données sont enregistrées avec un programme Labview dont la période d'échantillonnage est de 1,85 s, pendant 15 min.

L'épaisseur de confinement (e_{canal}) du canal du fluide de travail est constante et vaut 5,1 mm, ce qui est plus large que la longueur capillaire de l'eau mais plus petit que la taille des bulles (resp. 2,7 mm et plusieurs cm). La pression absolue P est fixée à 10 mbar, pression de saturation de l'eau à une température de saturation de 7 °C (température d'entrée du fluide de travail dans le canal). La hauteur de liquide (h_{liq}) est imposée à 1 cm, 2 cm ou 4 cm à l'aide d'un trop plein en sortie liquide de l'évaporateur. Le débit du fluide de travail ($\dot{m}_{\text{in,ft}}$) imposé est de 5 kg.h⁻¹, 10 kg.h⁻¹ ou 20 kg.h⁻¹. Le temps de circulation du fluide de travail t_{circ} dans l'évaporateur varie ainsi entre 3,1 s et 12,5 s, selon l'équation (1) où L représente la longueur de l'évaporateur. Le fluide secondaire, de l'eau distillée liquide monophasique à 1,5bar, circule avec un débit de 190 kg.h⁻¹. Sa température d'entrée varie par pas de 5 °C entre 12 °C et 37 °C, permettant d'imposer

une surchauffe pariétale maximale, définie comme la différence entre la température du fluide secondaire en entrée de l'évaporateur et la température de saturation du fluide de travail à sa surface libre, allant de 5 °C à 30 °C. Le temps de circulation du fluide secondaire est de 0,44 s.

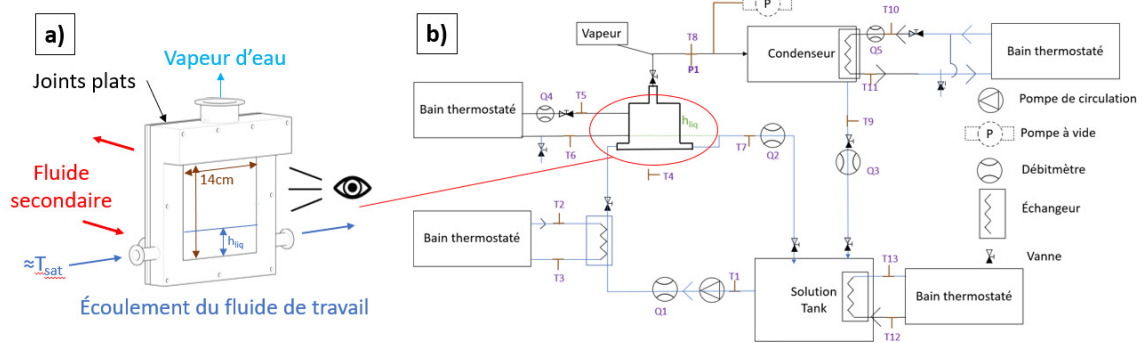


Figure 1.a) Représentation schématique de l'évaporateur et b) du banc complet.

$$t_{circ} = \frac{L * e_{channel} * h_{liq}}{\dot{m}_{ft} / \rho} = \frac{L}{v_{fluide}} \quad (1)$$

Le flux thermique $P_{evap,fs}$ transféré au fluide de travail est évalué à partir d'un bilan énergétique au fluide secondaire (Eq. (2)). Le flux thermique par chaleur sensible ($P_{evap,sens}$) est estimé à partir de la différence de température entre l'entrée et la sortie du canal du fluide de travail (Eq. (3)), en supposant le débit d'évaporation négligeable par rapport au débit du fluide de travail (resp. 0,4 kg.h⁻¹ contre 10 kg.h⁻¹ dans le cas le plus défavorable, figure 3). Le flux thermique résultant de la condensation de la vapeur d'eau P_{cond} au condenseur est estimé à partir du débit d'eau condensée (Eq. (4)). Les pertes thermiques ont été estimées et sont inférieures à 1,5 W. Les propriétés thermophysiques sont obtenues à partir de CoolProp 7.2.0.

$$P_{evap,fs} = \dot{m}_{fs} C_{p_{fs}} (T_{in,fs} - T_{out,fs}) \quad (2)$$

$$P_{evap,sens} = \dot{m}_{in,ft} C_{p_{ft}} (T_{out,ft} - T_{in,ft}) \quad (3)$$

$$P_{cond} = \dot{m}_{cond,ft} \Delta H_{LV} \quad (4)$$

L'écoulement laminaire du fluide de travail dans le canal (Re compris entre 155 et 620) et représenté sur la figure 2, est simulé en 3D grâce au logiciel COMSOL Multiphysics. Les paramètres variants sont la température du fluide secondaire, le débit de fluide de travail et la hauteur de liquide dans le canal. L'échange avec le fluide secondaire est représenté par un coefficient d'échange du fluide secondaire avec la paroi, estimé à partir de l'écoulement turbulent du fluide secondaire dans son canal. La température de la surface libre est imposée à la température de saturation correspondant à une pression de 10 mbar. Les autres surfaces sont isolées thermiquement. Le flux thermique traversant l'interface paroi/fluide de travail, sans considérer le changement de phase, est simulé pour plusieurs températures de fluide secondaire, débits de fluide de travail et hauteurs de liquide.

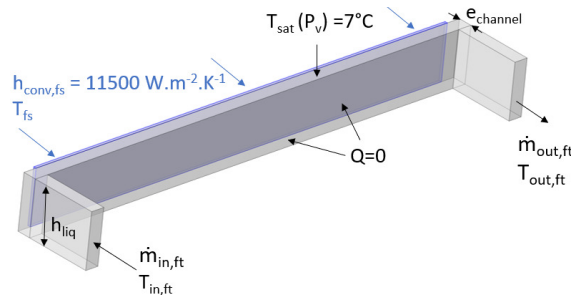


Figure 2 : Schéma de l'écoulement du fluide de travail pour la simulation 3D.

3. Analyse des transferts de masse et de chaleur lors de la vaporisation à basse pression de l'eau dans un canal étroit

Les profils 2D de température et de vitesse sont représentés sur la figure 3, à mi-longueur a) et b) et mi-hauteur c) et d) du canal, pour une surchauffe pariétale maximale de 10 K. Le flux thermique mesuré expérimentalement au fluide secondaire ($P_{\text{evap,fs}}$), au fluide de travail pour la partie sensible ($P_{\text{evap,sens}}$), au condenseur (P_{cond}), et le flux simulé par COMSOL sans changement de phase sont représentés sur la figure 4. Chaque point représente la moyenne temporelle du flux mesuré durant la période d'acquisition (15min). L'incertitude de mesure associée au flux thermique au niveau du condenseur, estimée par propagation des erreurs, est relativement faible (<1 W), donc non visible sur la figure.

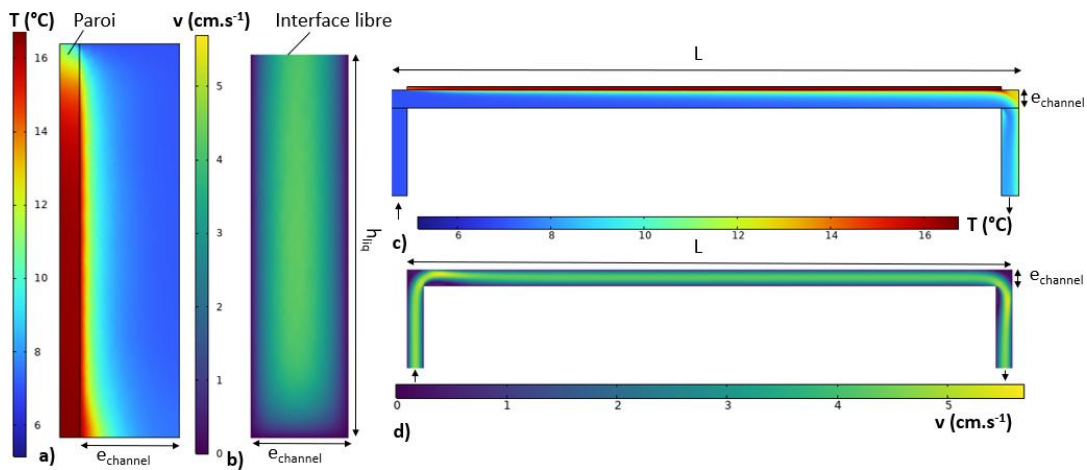


Figure 3 : Profils 2D de la température et de la vitesse à mi-longueur (a et b), et mi-hauteur (c et d) du canal. $dT_{\text{sat}}=10$ K, $h_{\text{liq}}=2$ cm, et $\dot{m}=10$ kg.h⁻¹.

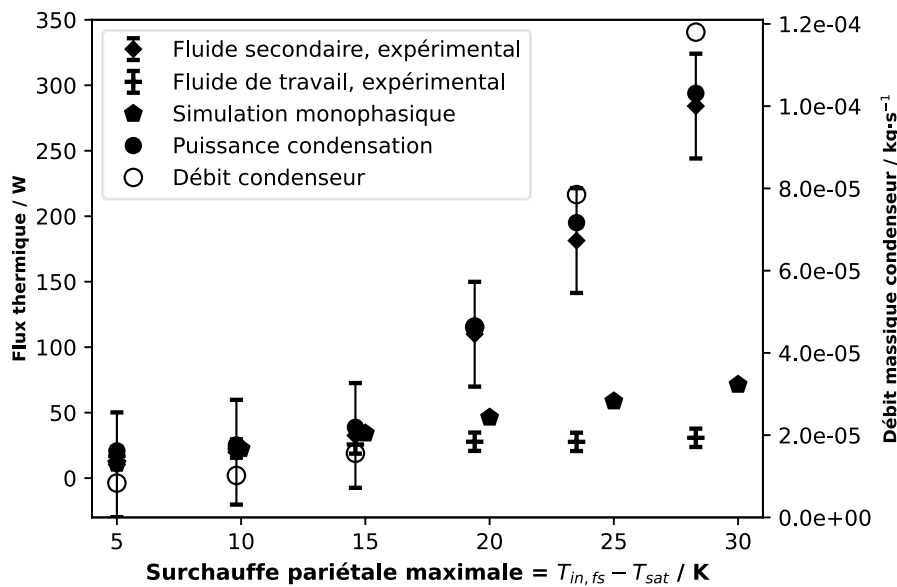


Figure 4 : Comparaison des flux thermiques expérimentaux échangés par le fluide secondaire et le fluide de travail, et simulé sans changement de phase. $h_{\text{liq}}=2$ cm et $\dot{m}_{\text{in,fi}}=10$ kg.h⁻¹.

Lorsque la surchauffe est inférieure à 15 K, les flux thermiques obtenus par la simulation COMSOL et par bilan sur le fluide de travail, sont identiques à celui estimé par bilan sur le fluide secondaire, ce qui suggère que le transfert par changement de phase est négligeable. La majorité du flux thermique échangé entre le fluide secondaire et le fluide de travail s'effectue

par conduction à travers la paroi puis par convection, contribuant à l'élévation en température du fluide de travail. Le flux thermique augmente ainsi faiblement avec la surchauffe. En revanche, lorsque la surchauffe est supérieure à 15 K, le flux thermique estimé au fluide secondaire augmente fortement, du fait du déclenchement de l'ébullition. La part du flux transféré par chaleur sensible augmente quant à elle peu, car tout nouvel apport d'énergie contribue à la vaporisation du fluide de travail et non à son élévation de température. Étant donné que le changement de phase n'est pas pris en compte dans la simulation, l'augmentation modérée du flux thermique simulé est uniquement proportionnelle à la surchauffe.

Les bulles apparaissant dans l'écoulement sont de taille centimétrique du fait de la basse pression. Lors de leur croissance, un fin film de liquide est piégé entre la bulle et la paroi, puis leur explosion projette du liquide sur tout ou partie de la paroi chauffée. Ces fines couches de liquide s'évaporent rapidement, permettant une intensification des transferts de chaleur et de masse instantanés. Cette intensification peut s'observer sur la figure 5, représentant l'évolution du flux thermique mesuré en fonction du temps a) et de la surchauffe pariétale maximale avec une échelle colorimétrique pour le temps b).

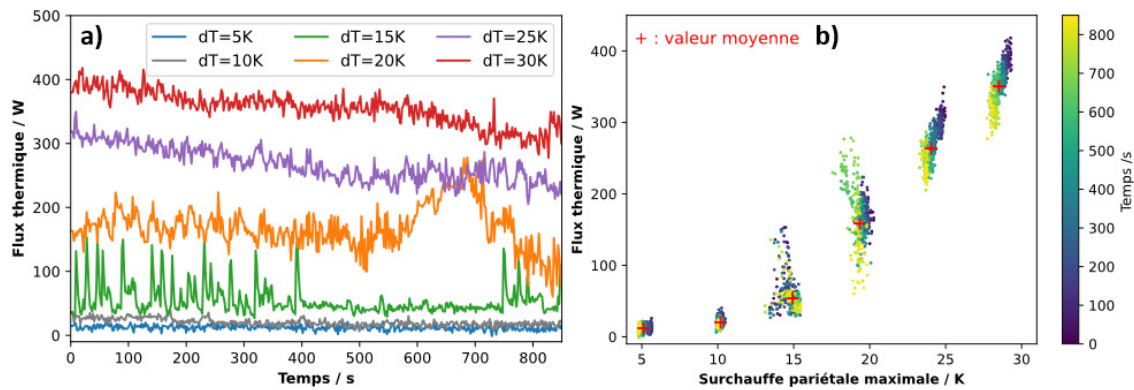


Figure 5 : Flux thermique au fluide secondaire pour plusieurs surchauffes en fonction du temps a) et de la surchauffe pariétale maximale b), $\dot{m}_{in,fi}=5 \text{ kg.h}^{-1}$ et $h_{liq}=2 \text{ cm}$.

Pour de faibles surchauffes ($\leq 10 \text{ K}$), les variations du flux thermique au cours du temps sont très faibles étant donné qu'aucune bulle n'apparaît. Lorsque la surchauffe augmente, l'évaporation s'intensifie et des bulles isolées peuvent apparaître dans l'écoulement. Ces bulles contribuent à l'intensification ponctuelle du flux thermique, comme montré avec les pics pour une surchauffe de 15 K sur la figure 5.a) entre 0 s et 400 s. Une période durant laquelle aucun pic n'apparaît est visible entre 400 s et 700 s puis de nouvelles bulles isolées apparaissent après 750 s. Ce comportement, comprenant une longue période d'attente entre deux événements d'ébullition est caractéristique de l'ébullition à basse pression. La fréquence d'apparition de bulles augmente avec l'augmentation de la surchauffe, permettant une augmentation du flux thermique moyenné dans le temps. Les pics deviennent également de moins en moins distincts les uns des autres, étant donné que la fréquence des bulles se rapproche de la fréquence d'acquisition. Il est également noté une augmentation temporaire du flux thermique pour une surchauffe de 20 K à 600 s. Cela est dû à la nucléation d'un très grand nombre de bulles à partir d'un site au milieu de l'écoulement proche de la surface libre, avant de se désactiver environ 2 min plus tard. C'est l'unique fois sur tous les essais qu'un tel phénomène est observé.

Il est également observable que le flux thermique a tendance à diminuer au cours du temps. Étant donné que la pression augmente au cours de l'essai (jusqu'à 12 mbar), cela pourrait être dû à la libération d'incondensables piégés dans l'eau, en particulier lorsque l'ébullition est intense, s'accumulant au condenseur. Une fuite d'air n'est pas envisagée étant donné que la remontée en pression est très faible lorsque l'installation est éteinte. La surchauffe pariétale maximale, pouvant être vue comme la force motrice de l'ébullition, diminue du fait de

l'augmentation de la température de saturation, ce qui réduit les flux échangés. Ainsi, le flux thermique est le plus important en début d'essai puis diminue progressivement. Sur la figure 5.b), les points migrent vers le coin inférieur gauche et leur couleur tend vers le jaune.

La figure 6.a) présente la moyenne temporelle du flux thermique mesuré au fluide secondaire $P_{\text{evap,fs}}$ et la figure 6.b) la quantité de chaleur sensible gagnée par le fluide de travail $P_{\text{evap,sens}}$, pour plusieurs surchauffes pariétale maximale et configurations. Il est de nouveau observé que lorsque la surchauffe est faible, (≤ 10 K), le flux thermique est faible également (< 40 W) et varie peu entre les configurations. Lorsque la surchauffe augmente, le flux thermique augmente du fait de l'ébullition, et des écarts apparaissent entre les configurations.

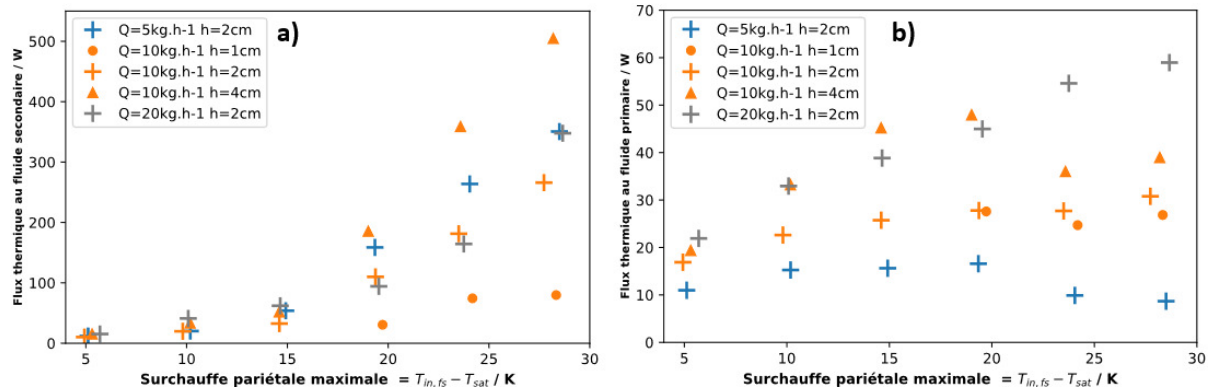


Figure 6 : Flux thermique moyen mesuré au fluide secondaire a), et chaleur sensible gagnée par le fluide de travail b), pour plusieurs configurations et surchauffes pariétales maximales. Par soucis de lisibilité, les incertitudes ne sont pas représentées mais sont équivalentes à celles de la figure 4.

Il apparait sur la figure 6.a) que la hauteur de liquide joue un rôle notable sur le flux thermique moyen. La configuration avec une hauteur de liquide de 4 cm mène au meilleur flux thermique, suivi par les configurations où elle vaut 2 cm puis 1 cm. Lorsque la hauteur de liquide augmente, la surface d'échange avec le fluide secondaire augmente également. De plus, la vitesse du liquide diminue, ce qui épaissit les couches limites thermiques et dynamiques [6], rendant la nucléation et croissance des bulles plus favorable [7]. L'effet sur la part du flux échangé par chaleur sensible au niveau du fluide de travail est en revanche limité.

Bien que la part du flux échangé par chaleur sensible (figure 6.b)) augmente avec le débit, résultat commun pour les échangeurs de chaleur classique monophasique, le flux thermique moyen au fluide secondaire évolue peu dans la plage de débit testé. Étant donné qu'une variation de débit a le même effet qu'une variation de hauteur de liquide sur la vitesse du fluide (Eq. (1)), et donc sur le développement des couches limites thermiques et dynamiques, l'impact significatif de la hauteur de liquide sur les flux thermiques comparé à celui du débit ne s'explique a priori pas à partir de la typologie de l'écoulement du liquide dans l'échangeur. Cette différence peut en revanche être en partie expliquée par les observations visuelles réalisées au cours de cette étude. La figure 7 est composée de plusieurs photos d'une croissance typique de bulle observée pour plusieurs hauteurs de liquide (1 cm, 2 cm et 4 cm) pour un même débit (10 kg.h^{-1}) et une même surchauffe (30 K). Les flux thermiques mesurés en fonction du temps pour ces 3 configurations sont présentés sur la figure 8.

Lorsque la hauteur de liquide est la plus faible, il y a peu de bulles, même pour des surchauffes pariétales de 30 K. La plupart proviennent d'un site de nucléation dans le coin inférieur droit de l'échangeur où du gaz piégé, soit de la vapeur d'eau ou un incondensable, forme un site de nucléation très actif. La bulle primaire provenant de ce site croit et peut interagir avec la surface libre pour former des bulles secondaires, comme observé sur la figure

7.a) à 57 ms et 129 ms, permettant d'augmenter légèrement la surface mouillée. La plupart de la paroi reste néanmoins sèche, et le flux thermique varie peu au cours du temps (figure 8.a)).

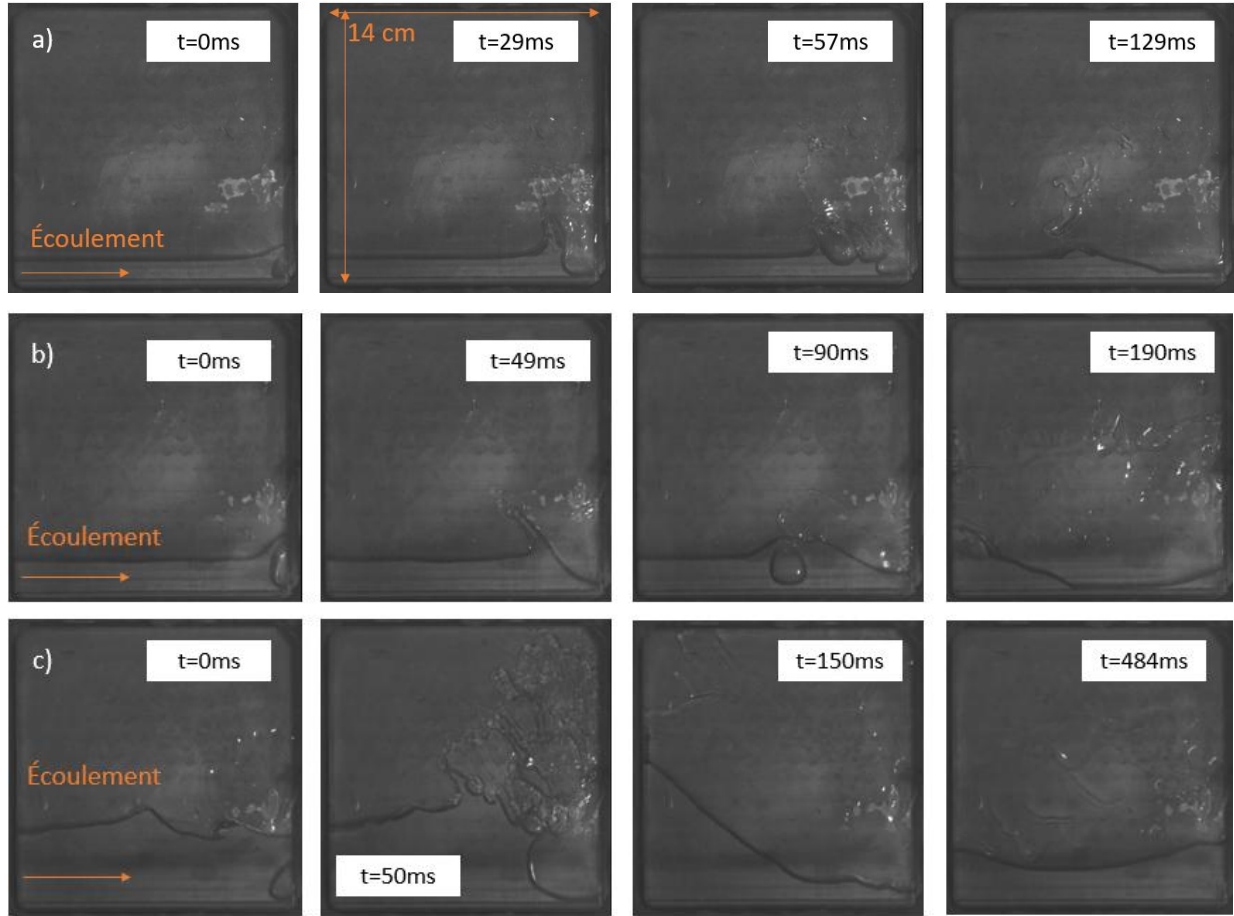


Figure 7 : Évènements typiques d'ébullition observés pour a) $h_{liq}=1$ cm, b) $h_{liq}=2$ cm et c) $h_{liq}=4$ cm. $P=10$ mbar, $dT_{sat}=30$ K et $\dot{m}_{in,ft}=10$ kg.h⁻¹. Les temps sont donnés à titre indicatifs.

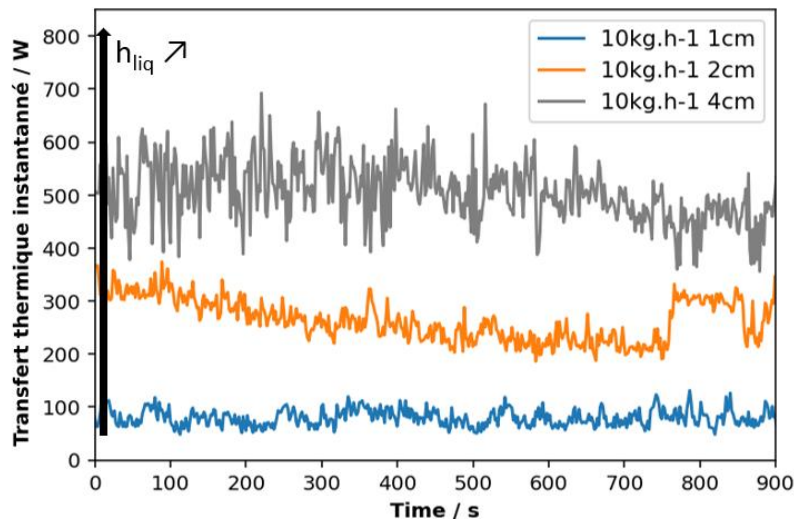


Figure 8 : Comparaison des flux thermiques au fluide secondaire en fonction du temps pour plusieurs hauteurs de liquide. $dT_{sat} = 30$ K, $\dot{m}_{in,ft}=10$ kg.h⁻¹.

Quand la hauteur de liquide est de 2 cm, les phénomènes sont semblables mais la surface mouillée augmente considérablement. Les bulles proviennent aussi du site de nucléation décrit plus haut, mais certaines autres apparaissent dans l'écoulement, majoritairement du côté droit,

zone la plus chaude de l'écoulement (figure 4.c)). La surface mouillée étant plus importante, le flux thermique s'intensifie. Le flux thermique est également plus important du fait d'une surface d'échange (hors phénomène d'ébullition) plus importante. Enfin, pour une hauteur de liquide de 4 cm, de très larges bulles croissent jusqu'à la surface libre. De nombreuses bulles secondaires y apparaissent, permettant de mouiller l'intégralité de la plaque centrale. Les films tombants ($t = 484\text{ms}$) sont clairement visibles et contribuent fortement à l'intensification des transferts. Après cet événement, le niveau du liquide diminue dans l'échangeur, qui se reremplit progressivement. Ainsi, de très larges variations sont observées sur le flux thermique au cours du temps. L'augmentation du flux thermique avec la distance entre le site de nucléation et la surface libre est consistant avec des observations précédentes [5].

4. Conclusion

Cette étude contribue à une meilleure compréhension de la vaporisation d'un écoulement d'eau à basse pression pour l'optimisation des évaporateurs dans les pompes à chaleur à eau. Le déclenchement de l'ébullition permet une intensification importante des transferts de chaleur et de masse. L'effet de la surchauffe pariétale maximale, de la hauteur de liquide et du débit du fluide de travail sur le flux thermique échangé est étudié. La surchauffe et la hauteur de liquide sont les paramètres impactant le plus significativement les transferts thermiques, alors que l'effet du débit reste modeste. Il est à noter que l'étude de l'ébullition à basse pression est délicate, étant donné que la présence ou non d'un site de nucléation (gaz dissous dans le liquide par exemple) peut fortement impacter les résultats. Les essais ont tous été réalisés en 8 jours afin de limiter cet effet. Par la suite, le confinement du canal sera abaissé à 1 mm. Le déclenchement de l'ébullition devrait être favorisé, permettant d'intensifier les flux échangés.

Références

- [1] W. R. McGillis et al., « Pool boiling enhancement techniques for water at low pressure », in *1991 Proceedings, Seventh IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, Phoenix, AZ, USA: IEEE, 1991, p. 64-72. doi: 10.1109/STHERM.1991.152914.
- [2] Van Stralen, et al., « Bubble growth rates in nucleate boiling of water at subatmospheric pressures », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, n° 5, p. 655-669, 1975, doi: 10.1016/0017-9310(75)90277-X.
- [3] F. Giraud, R. Rullière, C. Toubanc, M. Clausse, et J. Bonjour, « Experimental evidence of a new regime for boiling of water at subatmospheric pressure », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 60, p. 45-53, janv. 2015, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2014.07.011.
- [4] F. Giraud, C. Toubanc, R. Rullière, J. Bonjour, et M. Clausse, « Experimental study of water vaporization occurring inside a channel of a smooth plate-type heat exchanger at subatmospheric pressure », *Appl. Therm. Eng.*, vol.106, p.180-191, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.151.
- [5] F. Giraud, P. Mantaropoulos, B. Tremeac, et P. Tobaly, « Preliminary study of the splashing effect due to the bursting of giant water bubbles near the triple point: application to water evaporator », *26th Int. Congr. Refrig.*, 2023, doi: 10.18462/iir.10.18462/iir.icr.2023.0617.
- [6] Bergman et Incropera, Éd., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7th ed., Wiley, 2011.
- [7] V. P. Carey, *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Third Edition*, 3^e éd. Boca Raton: CRC Press, 2020. doi: 10.1201/9780429082221.

Remerciements

Les auteurs remercient l'Agence Nationale de la Recherche de financer ce projet (ANR-23-CE05-0001).