

# Etude expérimental de l'ébullition se produisant dans un film d'eau tombant sur une plaque verticale plane rainurée à des pressions proches du proche du point triple.

## Experimental study of falling film boiling occurring in a grooved flat vertical plate at pressures close to the triple point.

Florine GIRAUD<sup>1\*</sup>, Justine SENECHAL<sup>1</sup>, Benoît STUTZ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>LOCIE, Université Savoie Mont Blanc, CNRS UMR5271, Savoie Technolac, 73376 Le Bourget Du Lac, France

<sup>\*</sup>(auteur correspondant : [florine.giraud@univ-smb.fr](mailto:florine.giraud@univ-smb.fr))

**Résumé** - Un évaporateur à films tombants sur une plaques rainurées a été développé et étudié au laboratoire LOCIE. Cet évaporateur permet d'assurer un bon mouillage des parois tout en garantissant de faibles épaisseurs de films. Dans ce papier, les performances thermiques de cet échangeur ont été expérimentalement étudiées à des pressions absolues variant de 13 mbar à 23 mbar, des surchauffes pariétales comprises entre 1 et 15 K et des nombres de Reynolds allant de 80 à 460. Les différents comportements de bulles qui s'y développent sont étudiés. Il est montré que le développement de l'ébullition, sensiblement différent de celui observé à pression atmosphérique, apparaît avoir un impact négligeable sur la performance de l'échangeur.

**Abstract** - A grooved vertical plate falling film evaporator has been developed and studied at the LOCIE laboratory. This evaporator ensures good wall wetting while guaranteeing low film thicknesses. In this paper, the thermal performance of this exchanger was been experimentally studied at absolute pressures ranging from 13 mbar to 23 mbar, wall superheats between 1 and 15 K and Reynolds numbers from 80 to 460. The boiling behaviour that develop are studied. It is shown that the development of boiling, significantly different from that observed at atmospheric pressure, appears to have a negligible impact on heat exchanger performance.

### Nomenclature

$L$	longueur, m	$v$	viscosité cinétique, $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$h$	enthalpie, $\text{J}.\text{kg}^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
$S$	surface d'échange, $\text{m}^2$	<i>base</i>	relatif à la base de l'ailette
$\dot{m}$	débit massique, $\text{kg}.\text{s}^{-1}$	<i>car</i>	caractéristique
$T$	température, K	<i>ff</i>	relatif au film tombant
$w$	largeur, m	<i>fin</i>	relatif à l'ailette
<i>Symboles grecs</i>		<i>groove</i>	relatif à la rainure
$\alpha$	coefficient	<i>in</i>	entrant
$\Gamma$	Débit volumique par unité de largeur, $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	<i>LM</i>	logarithmique
$\Delta T$	différence de température, K	<i>out</i>	sortant
$\eta_0$	rendement d'ailette	<i>plate</i>	relatif à la plaque
$\varphi$	flux thermique surfacique, $\text{W}.\text{m}^{-2}$	<i>sat</i>	à saturation
$\lambda$	conductivité thermique, $\text{W}.\text{m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	<i>sf</i>	relatif au fluide secondaire

## 1. Introduction (Premier intititre, 14 pts, gras)

Afin d'améliorer l'impact environnemental des systèmes énergétiques, notamment des pompes à chaleur et des systèmes de climatisation, en complément du durcissement continual de la réglementation, l'ADEME propose dans son rapport de 2021 d'avoir recours à des technologies alternatives telles que des technologies permettant la substitution des fluides de travail conventionnels par des fluides à impact environnemental plus faible, le recours à de la compression thermique (par exemple : utilisation de systèmes à absorption) et à de l'autoconsommation d'énergies renouvelables.

L'utilisation de l'eau comme fluide de travail que ce soit dans les systèmes à compression mécanique ou les systèmes à compression thermique semble donc une alternative prometteuse en phase avec les recommandations de l'ADEME (ce fluide naturel est utilisé comme fluide réfrigérant dans les machines à absorption eau-bromure de lithium). Cependant, l'utilisation de l'eau dans ces systèmes implique de travailler à des pressions proches du point triple. A ces pressions, l'utilisation d'échangeurs à film tombant est souvent privilégiée puisque ces échangeurs permettent de garantir de relativement bonnes performances même à faibles surchauffes pariétales [1]. Ces échangeurs sont très souvent de technologie tubulaire. Leurs performances dépendent fortement des épaisseurs de films tombants. Pour assurer un bon mouillage des parois tout en garantissant de faibles épaisseurs de films et une technologie compacte, un évaporateur à plaques rainurées a été développé et étudié au laboratoire LOCIE [2]. Dans cet échangeur, l'apparition de phénomènes d'ébullition a été observée. La dynamique de croissance des bulles y semble plus importante qu'en ébullition en vase comme cela est décrit dans la littérature [4]. A basse pression, l'ébullition en film tombant pourrait conduire à des coefficients d'échange locaux qui pourraient surpasser les performances obtenues en ébullition en vase [3] compte tenu de l'absence de pression hydrostatique qui joue un rôle majeur sur les performances de l'ébullition en vase basse pression. Or, les performances obtenues en ébullition en film tombant semblent également diminuer lorsque la pression diminue [3].

L'objectif de cette étude est donc d'aller un peu plus loin dans la compréhension des phénomènes d'ébullition se produisant dans un film tombant. Différents comportements de bulles sont étudiés dans le cas particulier de film d'eau s'écoulant dans des rainures de 4 mm de large et 1 mm de profondeur. L'impact de l'ébullition sur les performances thermiques de l'échangeur est discuté. Ces performances sont expérimentalement étudiées à des pressions absolues de 12,5 mbar, 17 mbar et 23,4 mbar, des surchauffes pariétales comprises entre 1 et 15 K et des nombres de Reynolds allant de 80 à 460.

## 2. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental étudié est schématisé sur la Fig. 1. Il est principalement constitué d'une enceinte sous-vide dans laquelle est inséré l'évaporateur à plaque rainurée et un condenseur hélicoïdal. Le condenseur, connecté à un bain thermostaté (noté B1 sur Fig. 1), permet le contrôle de la pression dans l'enceinte. L'évaporateur à plaque rainuré (Figure 2) est constitué d'une plaque avant (1) sur laquelle s'écoule de film ruisselant et d'une plaque arrière (2) permettant la circulation à contrecourant du fluide caloporteur (connecté au bain B2). La plaque avant en aluminium de 3 mm d'épaisseur dispose de 20 rainures de 4 mm de large et 1 mm de profondeur. Chaque rainure est séparée de 1 mm. La surface totale rainurée est de 0,3 m par 0,1 m. L'évaporateur est équipé d'un distributeur (3) partie haute et d'un collecteur (4) en partie basse pour gérer les écoulements d'eau.

Le fluide de travail, de l'eau distillée, est initialement stocké dans une bouteille placée en bas de plaque. Un échangeur dans lequel circule cette eau permet de fixer la température de l'eau contenu dans le réservoir à la température désirée (ici, la température de saturation). Cette eau est ensuite pompée dans un second réservoir situé environ 1 m au-dessus du distributeur de l'échangeur afin que l'écoulement entre ce réservoir et l'entrée de l'échangeur soit le plus proche possible d'un écoulement gravitaire et ne soit pas soumis à des excitations en pression par la pompe de circulation. Avant d'être uniformément distribuée dans les rainures, l'eau passe dans l'échangeur noté HX1 dans la Fig. 1 pour garantir une alimentation en fluide à la température désirée (soit ici  $T_{sat}$ ). Le fluide s'écoule ensuite le long des rainures où une partie change de phase (liquide/vapeur). Le fluide non évaporé est collecté en bas de plaque. Le fluide évaporé se condense au niveau du condenseur avant de retourner dans le réservoir.

Les températures, débits et pression sont mesurés en différents endroits afin de permettre des bilans d'énergie au niveau de chaque composant.

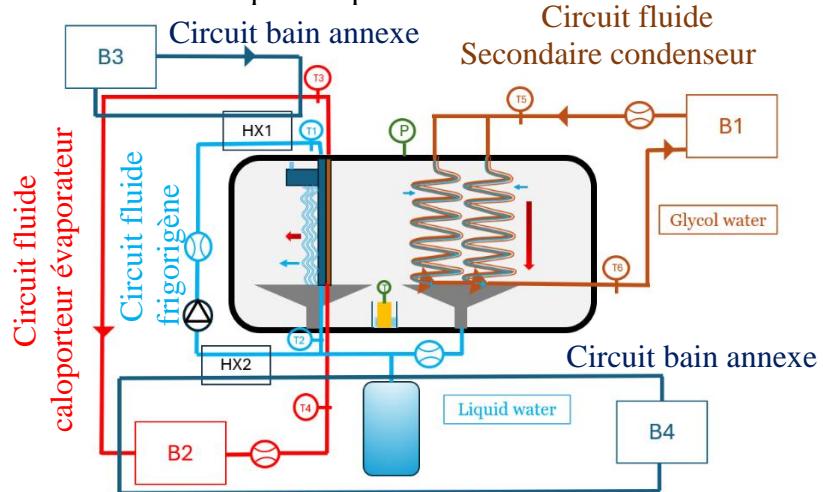


Figure 1: Schéma du dispositif expérimental utilisé.

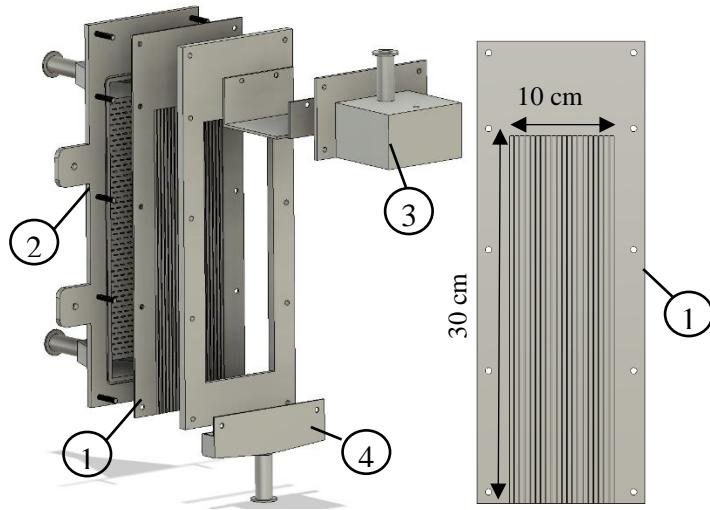


Figure 2: a) Vue explosée de l'évaporateur, b) Vue de face de la plaque rainurée.

La pression dans l'enceinte est fixée à 12,5 mbar, 17 mbar et 23,4 mbar. La différence de température entre l'entrée du fluide caloporteur et l'entrée du fluide de travail varie entre 1 et 15 K. Le nombre de Reynolds au niveau du film tombant (Eq. 1) varie entre 80 to 463.

$$Re = \frac{\Gamma}{\nu} \quad (1)$$

Une méthode de Monte-Carlo par tirages aléatoires est utilisée pour estimer l'erreur de mesure de chaque grandeur calculée (100000 tirs aléatoire, facteur d'élargissement de 2). L'incertitude de mesure est estimée à moins de 5 % sur l'estimation du flux, 1 % sur le coefficient d'échange global et 1 % sur le débit du film tombant.

### 3. Transfert thermique à l'échelle de l'évaporateur

Pour chaque test, un bilan d'énergie est réalisé à l'échelle de l'évaporateur et du condenseur. Ce bilan est réalisé une fois le régime permanent atteint. Il permet notamment via l'équation 2 d'estimer la puissance thermique échangée entre le fluide tombant et le fluide secondaire. Ce calcul, ainsi que le calcul du  $\Delta T_{LM}$  est effectué sur les données récoltées toutes les secondes pendant au moins 10 min une fois le régime permanent atteint. Les valeurs présentées Fig. 3 sont les moyennes temporelles obtenues pour chaque point expérimental.

$$\Phi_{cool,sf} = \frac{m_{sf}(h_{in,fs} - h_{out,fs})}{20L_{plate}(w_{groove} + w_{fin})} \quad (2)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{in,fs} - T_{out,fs}}{\ln\left(\frac{T_{in,fs} - T_{sat}}{T_{out,fs} - T_{sat}}\right)} \quad (3)$$

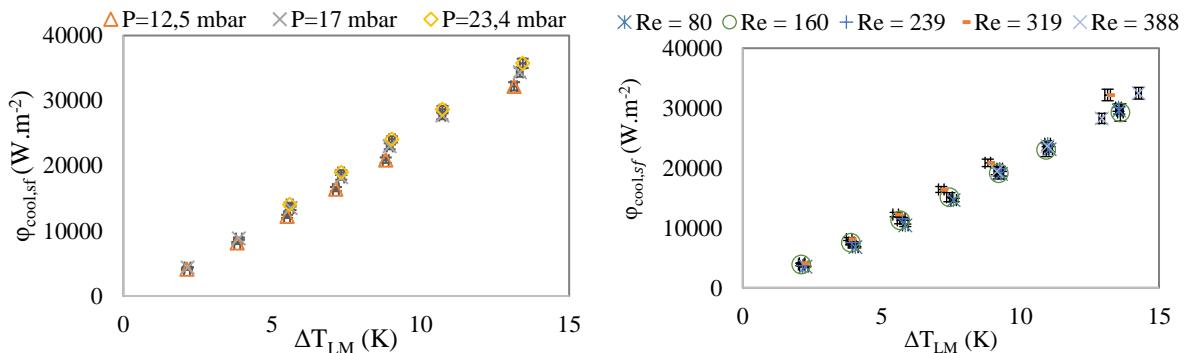


Figure 3: Exemple de courbes obtenues a) à  $\dot{m}_{ff} = 120 \text{ kg/h}$  et pression de vapeur saturante de 12,5 mbar, 17,5 mbar et 23,4 mbar, b) à  $P=12,5 \text{ mbar}$  et différents débits de fluide frigorigène.

La relation linéaire obtenue Fig. 3 permet de calculer le coefficient de transfert thermique global. L'évolution du coefficient de transfert thermique global ainsi calculé en fonction du Nombre de Reynolds du film tombant est donnée sur la Fig. 4 pour l'ensemble des essais réalisés (ce qui représente plus de point de fonctionnement que ceux présentés Fig. 3)

Le coefficient de transfert thermique K peut s'exprimer en fonction de 3 résistances thermiques en série liées aux transferts convectifs dans le film ruisselant, le transfert convectif à travers la plaque et le transfert convectif coté fluide caloporteur (4).

$$\frac{1}{K_n S_{ff}} = R_{ff} + R_{bas} + R_{fs} = \frac{1}{\eta_{0,ff} h_{ff} S_{ff}} + \frac{e_{base}}{\lambda_{base} S_{base}} + \frac{1}{\eta_{0,fs} h_{fs} S_{fs}} \quad (4)$$

Avec  $\eta_{0,ff}$  et  $\eta_{0,fs}$  les efficacités d'ailettes coté rainure et fluide caloporteur,  $S_{ff}$   $S_{base}$  et  $S_{fs}$  les surfaces de référence relatives au transfert convectif coté fluide de travail, conduction dans la plaque et convection coté fluide caloporteur.

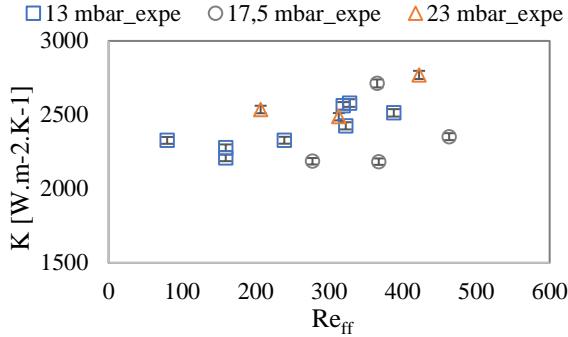


Figure 4 : Coefficient d'échange global au niveau de l'évaporateur en fonction du Nombre de Reynolds du film tombant.

Le coefficient de transfert thermique convectif en régime turbulent coté fluide caloporteur peut s'exprimer sous la forme d'une corrélation classique (5) dont le coefficient  $\alpha$  peut être estimé expérimentalement en faisant varier le débit de fluide. Concrètement, en faisant varier le débit du fluide secondaire de 170 L/min à 1000 L/min (tout autre paramètre étant laissé constant), une relation linéaire est obtenue entre la grandeur  $\frac{1}{K_n S_{ff}}$  et  $\frac{1}{\eta_{0,fs} \alpha Re_n^{0.8} Pr_n^{1/3} S_{fs}}$  (Eq. 4). La détermination du coefficient directeur de la droite ainsi obtenue permet de déterminer expérimentale  $\eta_{0,fs} \alpha$ . Cette grandeur est considérée constante pour toutes les conditions testées. La différence entre  $R_{fs}$  ainsi prédite et  $R_{fs}$  déterminée à partir des données expérimentalement est estimée à moins de 5 %.

$$Nu = \frac{h_{fs} L_{car}}{\lambda} = \alpha Re_n^{0.8} Pr_n^{1/3} \quad (5)$$

Les résistances résumées dans le Tableau 1 sont donc ainsi obtenues.

$R_{fs}$ [K/W]	$R_{base}$ [K/W]	$R_{ff}$ [K/W]
3.24E-03 $\pm$ 4 E-06	1.87E-04 $\pm$ 9E-06	1.03E-02 $\pm$ 5E-04

Tableau 1 : Résistances au transfert thermique côté fluide de travail ( $R_{ff}$ ), par conduction dans les rainures et la plaque d'aluminium ( $R_{base}$ ), côté fluide caloporteur ( $R_{fs}$ ) ( $Re_{ff} = 322$ ,  $P_{sat} = 13$  mbar,  $m_{ff} = 270$  L/min)

Les coefficients d'échange obtenus, compris entre 2000 et 2900  $\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  sont du même ordre de grandeurs que les coefficients d'échanges obtenus avec d'autres configurations d'échangeurs dans des conditions similaires et présentés dans la littérature scientifique [5] [6] [7]. La résistance au transfert thermique est bien prépondérante du côté du fluide de travail qui est donc bien le fluide limitant les transferts de chaleur.

#### 4. Impact de l'ébullition

Bien que la forme des courbes obtenues Fig. 3 suggèrent un coefficient d'échange ne dépendant pas de la surchauffe imposée, les vidéos réalisées durant les différents essais montrent l'apparition de bulles à partir d'une certaine surchauffe pariétale. De manière générale, ces bulles peuvent :

- Être de taille inférieure à la largeur de la rainure et ne pas montrer de croissance significative (présente dès le haut de la plaque). Elles semblent s'écouler avec le film liquide. Une confusion est parfois possible avec l'onde gravitaire qui se développe le long des rainures pour des nombres de Reynolds élevés et qui peut être observée par la caméra rapide.
- Croître le long de la rainure jusqu'à atteindre une taille apparente de 4 mm (largeur de la rainure), continuer à croître, toujours le long de la rainure, puis éclater (Fig. 5a).

- Croître le long de la rainure jusqu'à atteindre une taille apparente de 4 mm, s'allonger le long de la rainure puis sortir de la rainure pour retrouver une forme apparente relativement sphérique avant d'éclater (Fig. 5b). Ces bulles peuvent atteindre des diamètres apparents supérieurs à 5 cm.

Une séquence d'images présentant ces deux derniers comportements est représentée Fig. 5. Sur cette figure,  $t = 0$  ms est arbitrairement choisie au moment où il est possible, à l'œil nu, de voir le premier embryon de vapeur. Le temps entre chaque image n'est pas identique, l'échelle entre les deux différentes séquences d'images non plus. Les photos ont été sélectionnées afin de faire apparaître les principaux phénomènes observés.

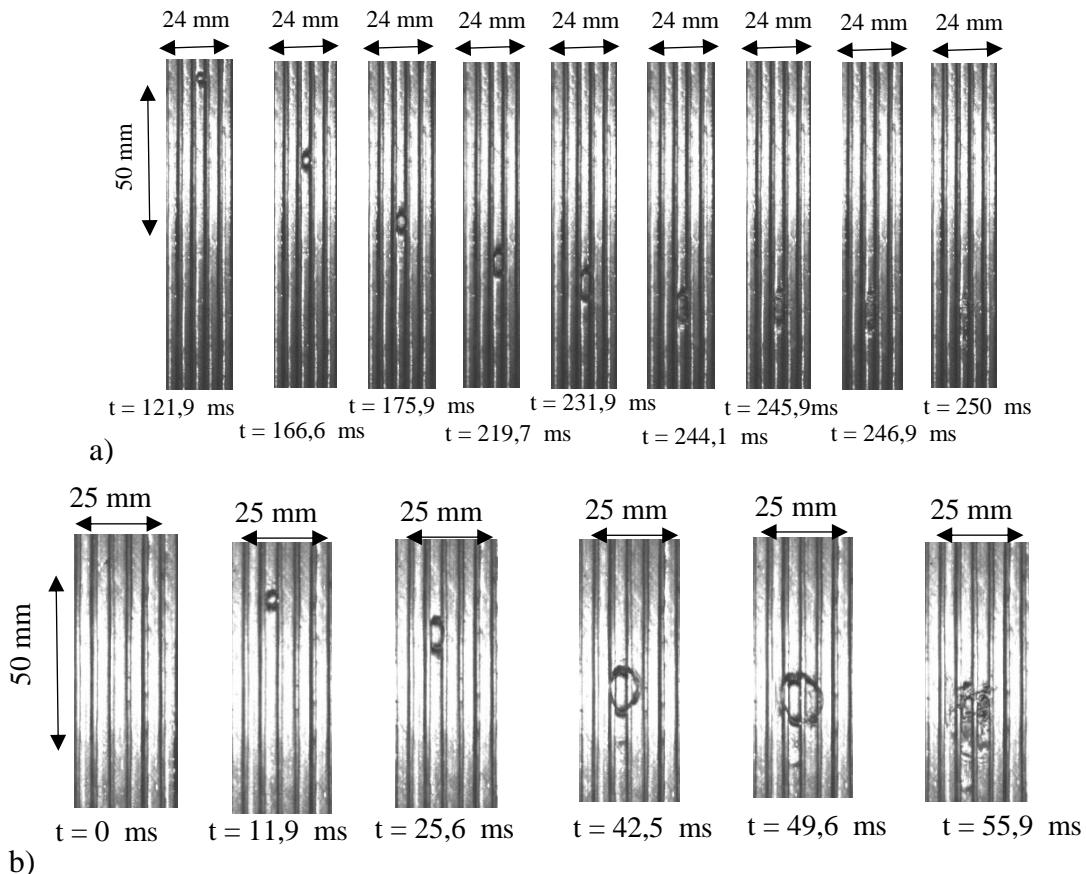


Figure 5: séquences d'images a) d'une bulle allongée éclatant dans la rainure, b) d'une bulle sortant ensuite de la rainure pour retrouver une forme quasi sphérique ( $Re = 322$ ,  $\Delta T_{LM} = 14$  K).

Ces différents comportements de bulles sont résumés sur la Fig. 6.

De manière générale, l'apparition de bulles est observée pour des  $\Delta T_{LM}$  supérieur à 6 K. Par ailleurs, d'après la Fig. 6, l'apparition de bulles ayant une dynamique et une taille leur permettant de sortir du canal semble plus propice pour les nombres de Reynolds les plus élevés étudiés (sans doute lié à un effet de remplissage sur le canal), ce qui correspond également aux conditions pour lesquelles le débit de film est plus important et la pression de saturation est plus élevée.

- Pas de bulles ou germes de vapeur sans croissance apparente
- ◇ Bulles allongées avec croissance sans rupture de bulles
- Bulles allongées avec croissance et rupture dans le canal
- △ Bulles qui sortent du canal avec rupture

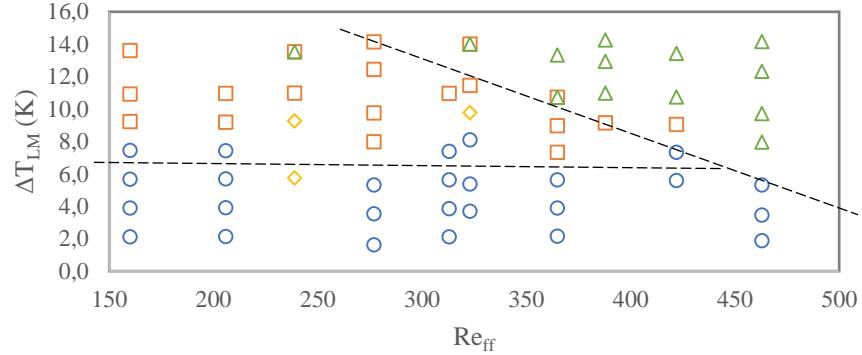


Figure 6: Type de bulles observes en fonction du nombre de Reynolds du fluide tombant.

Bien que les bulles observées puissent atteindre parfois plusieurs centimètres, comme suggéré par les courbes Fig. 3, l'intensification du transfert due à la croissance de la bulle elle-même (sans considérer l'impact des lignes triples créées par ces bulles ni la présence éventuelle de film très fin piégé entre la bulle et la paroi favorisant l'évaporation du fluide piégé) est négligeable et reste de l'ordre du mW. La Fig. 7 montre les puissances estimées dues à la croissance de bulles. Ces puissances sont calculées suivant la relation (6).

$$\varphi_{bulle} = \sum_{n=1}^{nb\ bubbles} \rho_{vap,n} \cdot \left( \frac{dV}{dt} \right)_n \cdot \Delta h_{lv} \quad (6)$$

Les bulles, lorsqu'elles ont une forme allongée dans le canal sont considérées comme étant des ellipsoïdes dont la troisième dimension (celle dans la profondeur non accessible par la caméra) est égale à la largeur de la bulle (section de bulle sphérique). Elles sont sinon considérées comme étant hémisphérique.

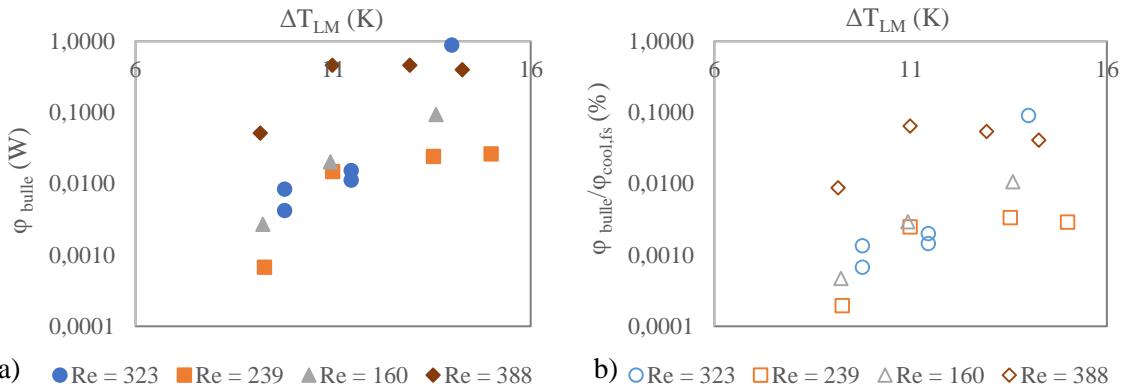


Figure 7: Estimation de la puissance échangée due a) à la croissance des bulles et b) ratio (en %) entre cette puissance et la puissance totale échangée au niveau de l'échangeur.

## 5. Conclusion

Les évaporateurs à film ruisselant mettant en œuvre des écoulements d'eau avec des température proches de la température du point triple, peuvent être le siège d'ébullition caractérisée par des bulles pouvant atteindre des tailles centimétriques. L'apparition de ce

régime ne se traduit pas par une intensification des échanges, comme le laisserait penser les études mentionnées dans la littérature. En considérant uniquement l'énergie transférée lors de la croissance de bulle, les puissances échangées sont estimées être de l'ordre du mW alors qu'au niveau de l'échangeur, les puissances échangées varient entre 600 W et 1 000 W pour les surchauffes permettant l'observation d'ébullition. Ces estimations sont en accord avec les courbes représentant le flux surfacique en fonction de la différence de température moyenne logarithmique qui suggère que le flux échangé est proportionnel à cette différence de température pour les surchauffes imposées testées. Néanmoins les données obtenues peuvent apporter des informations intéressantes quant à la dynamique de croissance de bulle proche du point triple, dans un film tombant contraint latéralement et nécessite d'être plus amplement traitées.

## Références

- [1] B. S. a. N. L. P. A. Altamirano, «Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling: Compact exchanger technologies.,» *International Journal of Refrigeration* 114, p. 118–147, 2020.
- [2] R. & S. B. Collignon, «Numerical simulation and modeling of the heat and mass transfer in a grooved flat falling film evaporator.,» *International Journal of Refrigeration*, n° %1146, pp. 148-157, 2023.
- [3] B. D. M. J. P. & T. J. R. Bock, «Falling film boiling and pool boiling on plain circular tubes: Influence of surface roughness, surface material and saturation temperature on heat transfer and dryout.,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 109, p. 109870, 2019.
- [4] M. & S. V. Cerza, «A bubble growth model for nucleate boiling in thin, falling, superheated, laminar, water films.,» *International journal of heat and mass transfer*, vol. 28, pp. 1307-1316, 1985.
- [5] S. W. L. D. C. C. K. F. & L. C. Y. Chang, «Sub-atmospheric boiling heat transfer and thermal performance of two-phase loop thermosyphon.,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 39, pp. 134-147, 2012.
- [6] F. T. C. R. R. B. J. & C. M. Giraud, «Experimental study of water vaporization occurring inside a channel of a smooth plate-type heat exchanger at subatmospheric pressure.,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, pp. 180-191, 2016.
- [7] S. C. Lex T., «Wetting and heat and mass transfer at structured vertical heat exchanger plates for compact absorption heat pumps,» chez *ICR*, 2023.

## Remerciements

Cette recherche a été financée par l'Agence Nationale de la Recherche au titre du projet NEWS ANR-23-CE05-0001. À des fins de libre accès, une licence CC-BY a été appliquée par les auteurs au présent document et le sera à toute version ultérieure jusqu'au manuscrit auteur accepté pour publication résultant de cette soumission.