



HAL
open science

Évaporateurs compacts pour les systèmes à sorption

Florine Giraud, Brice Tremeac, Pierrick Vallon, Cyril Toublanc, Romuald Rulliere, Jocelyn Bonjour, Marc Clause

► **To cite this version:**

Florine Giraud, Brice Tremeac, Pierrick Vallon, Cyril Toublanc, Romuald Rulliere, et al.. Évaporateurs compacts pour les systèmes à sorption. 2017. hal-01614898

HAL Id: hal-01614898

<https://hal.science/hal-01614898v1>

Submitted on 12 Jul 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Évaporateurs compacts pour les systèmes à sorption.

Florine Giraud¹, Brice Tremeac¹, Pierrick Vallon¹, Cyril Toublanc³, Romuald Rullière², Jocelyn Bonjour² et Marc Clausse².

¹ Laboratoire de Chimie moléculaire, génie des procédés chimiques et énergétiques (CMGPCE – EA7341), CNAM, case 2D3P20, 292 rue Saint-Martin, 75141 Paris Cedex 03, France

² Univ Lyon, CNRS, INSA-Lyon, Université Claude Bernard Lyon 1, CETHIL UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France

³LUNAM, ONIRIS, GEPEA (CNRS UMR 6144), Rue de la Géraudière, CS 82225, 44322 Nantes, France

Résumé : Les évaporateurs compacts tels que les évaporateurs à plaques peuvent jouer un rôle important dans la réduction des coûts des systèmes à sorption de petites capacités. Cependant, si l'eau est utilisée comme fluide frigorigène, en raison des difficultés telles que la présence de bulles de taille centimétrique, la faible masse volumique de la vapeur, la difficulté d'initier une vaporisation continue du fluide à cause de l'influence la hauteur hydrostatique sur la pression totale, etc., la conception de ces échangeurs reste principalement empirique et n'est pas optimisée. Malgré leur intérêt pratique, très peu d'études portent sur ce sujet et il y a un manque de connaissances concernant l'influence des paramètres moteur de la vaporisation de l'eau dans ces échangeurs. Ainsi, après avoir testé les performances d'un évaporateur à plaques industriel fourni par CARRIER sur un système à adsorption de 5 kW, des essais sur un prototype de 0,7 kW permettant la visualisation de l'évaporation de l'eau dans un canal d'évaporateur à plaques lisses dans des conditions similaires ont été réalisés. Pour le premier échangeur, il est montré que la puissance frigorifique maximale atteignable dans nos conditions d'essais est de 2 kW, soit moins de la moitié de la puissance attendue. Dans le second échangeur, il est montré que 70 % du flux échangé est dû à la vaporisation d'un film liquide créé par la croissance puis la rupture de la membrane de bulles de plusieurs centimètres. Des nombres adimensionnels, dépendants de la puissance frigorifique mesurée, des propriétés thermophysiques du fluide et des conditions de fonctionnement ont ensuite été développés afin de servir, à terme, de première feuille de route pour le dimensionnement d'évaporateurs compacts basse pression. Bien que les phénomènes physiques soient très différents entre les deux évaporateurs (industriel et plaques lisses), il est montré qu'une évolution similaire de ces nombres est obtenue, mettant ainsi en évidence la robustesse de ces nombres.

Abstract : Compact evaporator like plate heat exchangers can play a significant role in reducing the investment cost of low cooling power sorption systems. If water is used as refrigerant, their design remain mainly empirical. There is thus a need of better characterization of the influence of the driving parameters in order to optimize the evaporator design. An experimental design approach was chosen to understand the influence and the importance of each factor on evaporators performances. For this purpose, two different experimental set-ups were developed. The first one, allows to study the performance of an industrial evaporator implemented in an adsorption system of 5 kW. The second one allows to study the thermal behavior and the flow regime inside the channel of a smooth plate-type heat exchanger initially designed to provide a cooling capacity of 0.7 kW. It is shown that, regarding the first heat exchanger (industrial heat exchanger), the maximal cooling capacity which could be achieved in the experimental domain is of 2 kW, which is less than half of the cooling capacity expected. Regarding the smooth plate-type heat exchanger, it is shown that 70 % of the heat exchange is due to the evaporation of a liquid film previously created by the growing and then the breaking of bubbles of several centimeters. Dimensionless numbers dependent on the cooling capacity measured, thermophysical properties of the fluid and running conditions were developed in order to provide some first tools and guidelines towards the design of compact evaporators. Although phenomena occurring inside these two evaporators are different, it is shown that the evolution of this numbers for the two exchangers shows similarities.

Introduction.

Les systèmes à sorption sont une alternative intéressante aux systèmes de compression classique puisqu'ils présentent l'avantage d'utiliser des fluides naturels comme fluide frigorigène et permettent d'utiliser de l'énergie solaire ou de l'énergie thermique perdue pour fonctionner. Cependant, leur coût et leur taille font que ces systèmes ne sont pas encore compétitifs par rapport aux systèmes à compression mécanique classiques, surtout pour des installations de faibles capacités. Cela est en partie dû à l'utilisation d'échangeurs tubes et calandres comme évaporateur. Ces échangeurs, plus coûteux et moins compacts que les échangeurs à plaques habituellement utilisés dans les machines à compression mécanique, présentent l'avantage de garantir l'évaporation continue du fluide frigorigène (film ruisselant) dans les conditions de fonctionnement des systèmes à sorption (pression proche du kPa pour des systèmes à sorption utilisant de l'eau comme fluide frigorigène). Malgré les difficultés à surmonter dans ces conditions (taille de bulles centimétrique pouvant conduire à des surchauffes locales, fortes fluctuations des températures de parois entraînant la fatigue des matériaux utilisés, environnement inhomogène en pression et sous-refroidissement rendant le déclenchement de l'ébullition très sensible aux conditions imposées ([1], [2])), l'utilisation d'échangeurs à plaques semble possible ([3], [4], [5]) et serait une solution pour améliorer la compétitivité de ces machines.

Ainsi, l'objectif de la présente étude est d'étudier la faisabilité d'utiliser des évaporateurs à plaques dans les machines à adsorption utilisant de l'eau comme fluide frigorigène et de comprendre les phénomènes mis en jeu. Pour ce faire, deux dispositifs expérimentaux ont été utilisés. Le premier est un système à adsorption de 5 kW froid, à deux adsorbants, dans lequel un évaporateur à plaques industriel a été implémenté. Le second, permettant une étude plus locale des phénomènes, dimensionné pour 0,7 kW froid, permet d'observer la vaporisation de l'eau dans un canal d'échangeur à plaques lisses de dimension standard sous diverses conditions de fonctionnement ; conditions représentatives des conditions de fonctionnement de machine à ad- et ab-sorption.

Approche globale : étude des performances d'un évaporateur à plaques industriel implémenté dans un système à adsorption à deux adsorbants

Afin de tester les performances d'un échangeur à plaques industriel utilisé comme évaporateur dans un système à sorption, une machine à adsorption (sorption solide) de 5 kW a été dimensionnée puis montée au CNAM. Le prototype ainsi réalisé est décrit sur la Fig. 1.

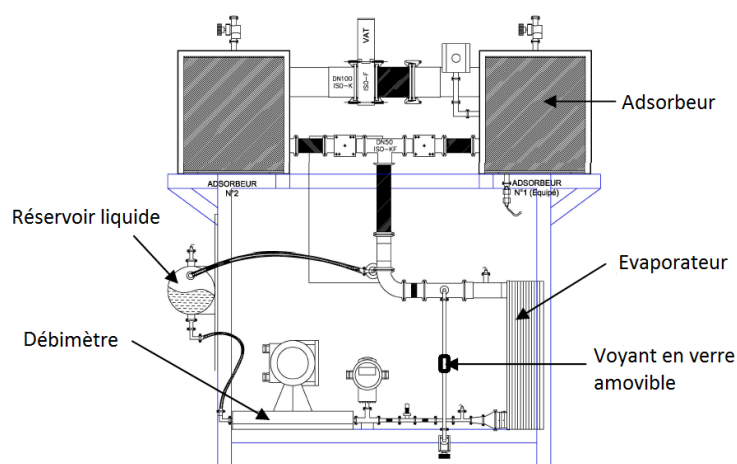


Figure 1: Schéma de l'installation [1]

Le système dispose de deux adsorbants. Le couple zéolite 13X/eau a été choisi comme couple adsorbant/fluide frigorigène. Chaque adsorbant est rempli de 36 kg de zéolite. L'évaporateur utilisé est un évaporateur à plaques CIAT (PWB 7 11 9L00) composé de 14 plaques et présentant une surface d'échange de 1,092 m². La circulation des fluides est à co-courant.

Afin de connaître les températures et les pressions en entrée et en sortie de chaque composant, des thermocouples type K ainsi que des capteurs de pression sont insérés en différents points de l'installation. Les thermocouples permettent de mesurer une température avec une précision de $\pm 0,1$ K. Les capteurs de pression permettent de mesurer la pression absolue avec une précision de $\pm 0,075\%$ de la lecture. Toutes ces mesures sont gérées par le logiciel d'acquisition Labview. La hauteur de colonne d'eau dans l'évaporateur est lue grâce à un voyant en verre amovible.

La même procédure expérimentale que celle utilisée par [1] sur ce même prototype est utilisée : l'adsorbeur est régénéré à haute température. Dès que la pression et la température sont homogènes, la vapeur qui a été désorbée se condense puis est stockée dans le réservoir liquide. Une fois la période de régénération finie, l'adsorbeur est isolé puis est refroidi jusqu'à ce que sa pression d'équilibre devienne égale à la pression de saturation de l'évaporateur. Pendant ce temps, du côté de l'évaporateur, la vanne d'expansion est ouverte afin de remplir l'évaporateur jusqu'à la hauteur de colonne d'eau désirée (entre 5 et 25 cm). Une fois l'évaporateur rempli à la hauteur désirée, la vanne est fermée et le fluide secondaire est admis dans l'évaporateur à une température d'entrée comprise entre 14 et 25 °C. Une fois l'évaporateur entièrement thermalisé et l'égalité des pressions obtenue entre l'évaporateur et l'adsorbeur, la connexion entre l'adsorbeur et l'évaporateur est faite. L'adsorbeur 2 subit exactement la même procédure en alternance, c'est à dire que lorsque l'adsorbeur 1 est régénéré, l'adsorbeur 2 est connecté à l'évaporateur suivant la procédure décrite plus haut et vice versa. Un exemple de résultat obtenu en suivant cette procédure est donné dans la Fig. 2.

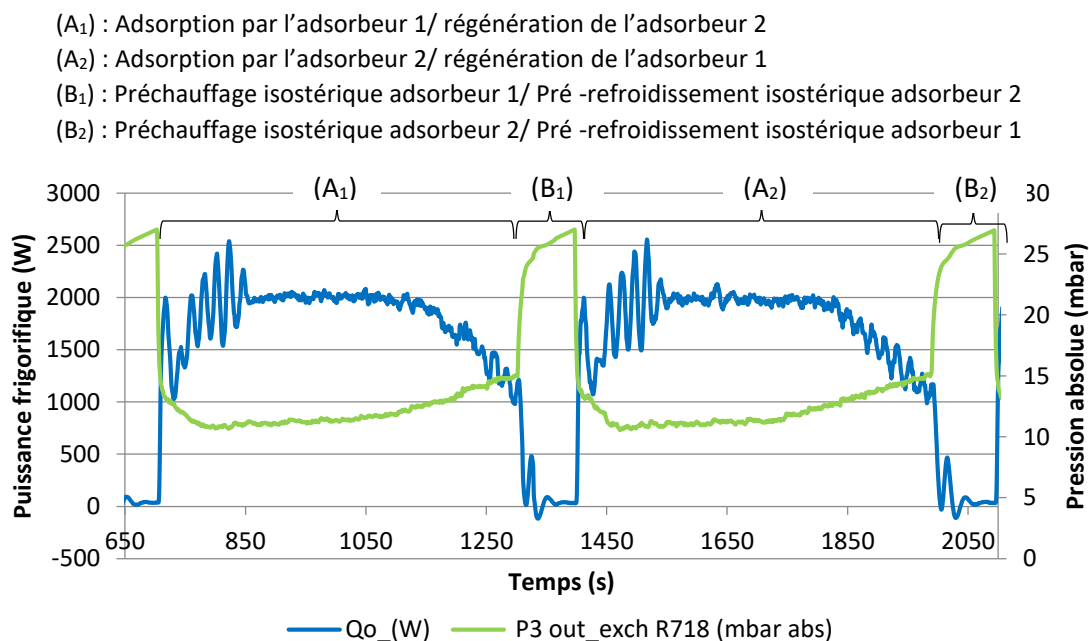
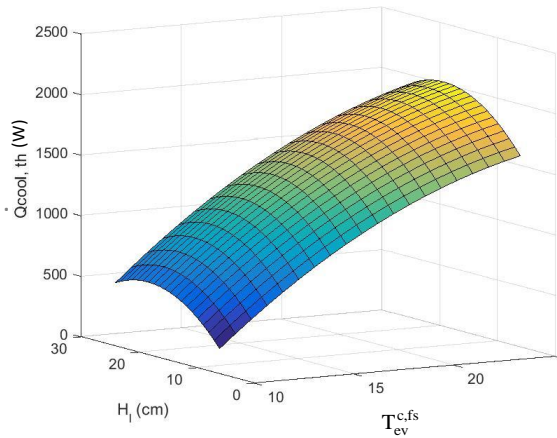
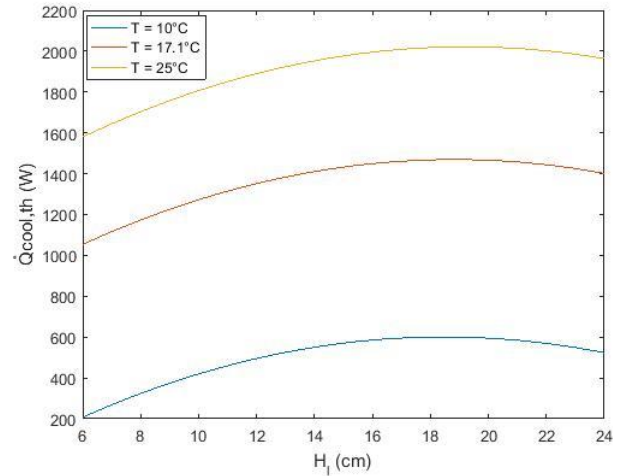


Figure 2 : Exemple de puissance frigorifique mesurée (Q_o) pour les deux adsorbeurs et évolution de la pression mesurée en sortie d'échangeur (P3 out_exch R718 - $T_{ev}^{c,fs} = 21^\circ\text{C}$, $H_l = 24$ cm)

Une étude statistique est ensuite mise en place (Plan d'expériences) afin d'étudier l'impact de différents facteurs sur la puissance frigorifique moyenne mesurée. Ici les facteurs étudiés sont la hauteur de liquide dans l'évaporateur (H_l) et la température d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur ($T_{ev}^{c,fs}$). De cette étude, un modèle mathématique permettant de calculer la puissance frigorifique moyenne en fonction de ces facteurs est obtenu. Grâce à ce modèle, il peut être montré que le facteur le plus impactant est la température d'entrée du fluide secondaire (Fig. 3).



(a)



(b)

Figure 3 : Evolution de la puissance frigorifique moyenne théorique en fonction a) de la température d'entrée du fluide secondaire et de la hauteur de remplissage b) la hauteur de remplissage pour trois températures d'entrée du fluide secondaire [6]

En s'appuyant sur le modèle mathématique obtenu, pour une hauteur de remplissage de 15 cm, une augmentation de la puissance frigorifique de 151 % est observée entre une température d'entrée du fluide secondaire fixée à 10 °C ($\dot{Q}_{cool} = 570 \pm 75$ W) et une température d'entrée du fluide secondaire fixée à 17 °C ($\dot{Q}_{cool} = 1433 \pm 75$ W). Si cette température est fixée à 25°C ($\dot{Q}_{cool} = 1976 \pm 75$ W), une augmentation de la puissance frigorifique moyenne de 247 % comparée à la puissance obtenue à 10 °C peut être observée. Les résultats expérimentaux obtenus confirment ces ordres de grandeurs (Fig. 4) : pour une même hauteur de remplissage de 15 cm, la puissance mesurée expérimentalement passe de 636 W pour une température de fluide secondaire de 10 °C à 1400 W pour une température de fluide secondaire 17 °C (+120 %) et à près de 2000 W pour une consigne à 25 °C (+214 %). Cependant, comme observée sur la Fig. 4, cette augmentation est significative que jusqu'à une température de fluide secondaire donnée (ici aux alentours de 20 °C). Au-delà de cette température, l'évolution de la puissance frigorifique moyenne semble s'infléchir voire diminuer. Des études complémentaires sont en cours pour déterminer les conditions qui amènent à ce changement de tendance.

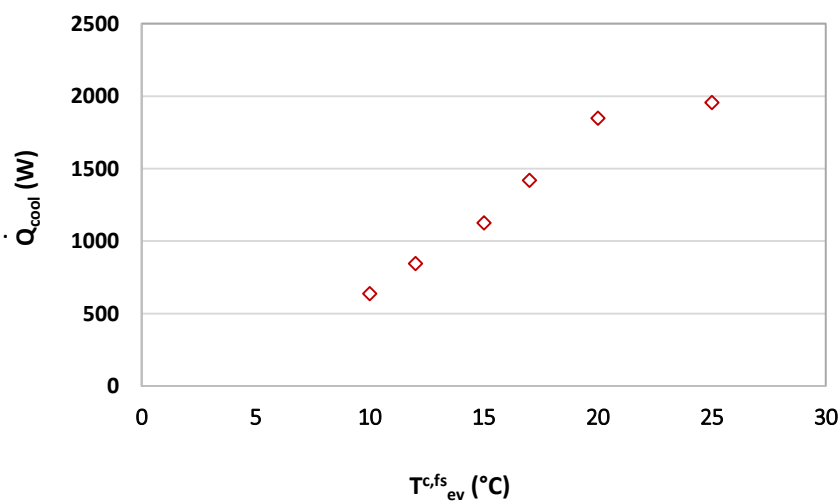


Figure 4: Evolution de la puissance frigorifique moyenne expérimentale en fonction de la température d'entrée du fluide secondaire ($H_{liq} = 15$ cm) [6]

La hauteur de la colonne d'eau quant à elle a une influence moindre sur la puissance frigorifique obtenue (Fig. 3). À titre d'exemple, en prenant le maximum théorique (estimé être atteint à une hauteur théorique de 19,2 cm – Fig. 3b) pour une température d'entrée du fluide secondaire de 14 °C, l'augmentation de la puissance frigorifique moyenne par rapport à un point réalisé pour un remplissage de 6 cm pourrait s'élever à 56 %. Expérimentalement, une augmentation de la puissance frigorifique moyenne de +46 % a été obtenue lorsque la hauteur de remplissage initialement fixée à 6 cm ($\dot{Q}_{cool} = 678,0 \text{ W}$) a été fixée à 24 cm ($\dot{Q}_{cool} = 996,2 \text{ W}$). Ces résultats sont en accord avec les résultats mis en évidence par [1] lors d'une circulation des fluides en co-courant.

Bien que la hauteur de remplissage ait un impact beaucoup moins important sur la puissance frigorifique atteignable, d'un point de vue technique, un remplissage à 6 cm semble à proscrire. En effet, à 6 cm, le niveau de fluide se situe dans le distributeur et n'a pas encore atteint la partie « développée » de l'échangeur. La surface de travail est ainsi considérablement réduite. De même, pour un remplissage à 24 cm, de l'entraînement de liquide est observé dans la conduite de vapeur pour certain point. Si du liquide se trouve entraîné jusqu'à l'adsorbeur, la saturation de celui-ci par cette masse de fluide non évaporée représente une perte importante sur la puissance frigorifique moyenne. De plus, cette masse de fluide représentera un « coût énergétique » lors de la désorption. Il est par ailleurs intéressant de noter que pour les points testés à cette hauteur (24 cm), à aucun moment il n'a été observé une absence d'activité dans la plaque comme cela aurait pu être le cas au vu de l'influence de la hauteur hydrostatique (fort sous-refroidissement en entrée d'évaporateur). Ainsi, la hauteur optimale de remplissage semble se trouver entre 15 et 24 cm. D'un point de vue théorique, cette hauteur optimale se situe à 19,2 cm, hauteur qui reste à être confirmée expérimentalement (performance et absence d'entraînement de liquide).

D'après le modèle obtenu la puissance frigorifique moyenne maximale atteignable est de 2021 +/- 75 W dans le domaine expérimental couvert. Cette puissance frigorifique est prédite pour une température d'entrée de fluide secondaire de 25 °C et une hauteur de remplissage de 19,2 cm. Ces résultats obtenus montrent que la densité énergétique obtenue est beaucoup plus faible que la densité énergétique attendue (4000 W). Ces résultats confirment donc la nécessité de développer un design d'évaporateur spécifique aux applications basse pression. Des efforts doivent être fait dans ce sens afin d'améliorer les transferts de chaleur du côté primaire (fluide limitant). C'est dans ce but que des essais dans un canal d'évaporateur à plaques lisses, design permettant d'observer les phénomènes se produisant dans l'évaporateur tout en minimisant le nombre de paramètres impactant, ont été initiés.

Approche locale : étude des phénomènes de vaporisation de l'eau se produisant dans un échangeur à plaques lisses

Dispositif expérimental :

Afin de comprendre les phénomènes de vaporisation qui pourraient se produire dans un évaporateur à plaques, la vaporisation de l'eau dans un canal d'évaporateur à plaques lisses est étudiée. Cette vaporisation est étudiée durant des cycles reproduisant aussi bien les conditions qu'il est possible d'avoir dans une machine à absorption (sorption liquide) que dans une machine à adsorption (sorption solide). Pour reproduire les conditions du premier cas (machine à absorption), un banc expérimental fonctionnant en thermosiphon a été monté (Fig. 5). Un modèle thermodynamique permet ensuite de comparer les conditions expérimentales obtenues avec ce banc avec celles qui seraient obtenues dans une machine à absorption idéale [7].

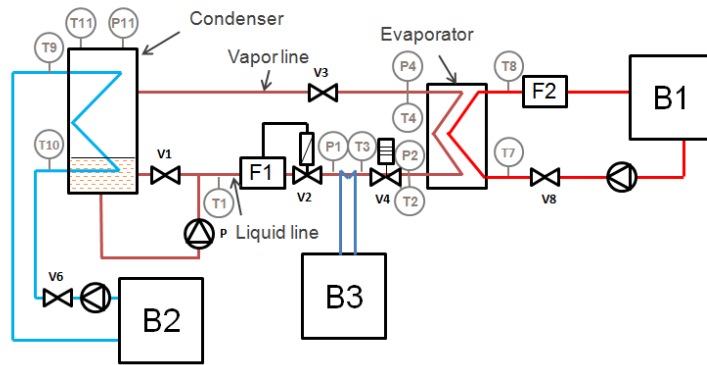


Figure 5 : Schéma du banc expérimental utilisé pour reproduire le fonctionnement d'une machine à adsorption.

La différence entre les températures de consignes imposées au condenseur et à l'évaporateur (via les bains thermostatés B1 et B2) crée la force motrice. Afin de compenser les pertes de charges de la ligne liquide trop importantes étant donné les conditions de pressions (de l'ordre du kiloPascal), une pompe liquide est ajoutée en sortie de condenseur afin d'augmenter la pression du liquide avant son passage dans le débitmètre. Le débit est uniquement contrôlé par le contrôleur. Le fluide circulant dans cette ligne peut être chauffé ou non avant détente grâce au bain thermostatique B3. Le fluide entre ensuite dans la plaque via trois tubes cylindriques de cuivre de 2 mm de diamètre interne. Une fois le fluide vaporisé, celui-ci retourne dans le condenseur.

Ce même dispositif expérimental est utilisé pour reproduire les conditions qu'il est possible d'avoir dans une machine à adsorption. Dans ce cas-là, un nouveau composant, l'adsorbeur, est utilisé. Les phases d'adsorption et de régénération sont réalisées en état pseudo permanent, c'est-à-dire que la thermalisation de chaque élément est attendue avant de commencer chaque demi-cycle.

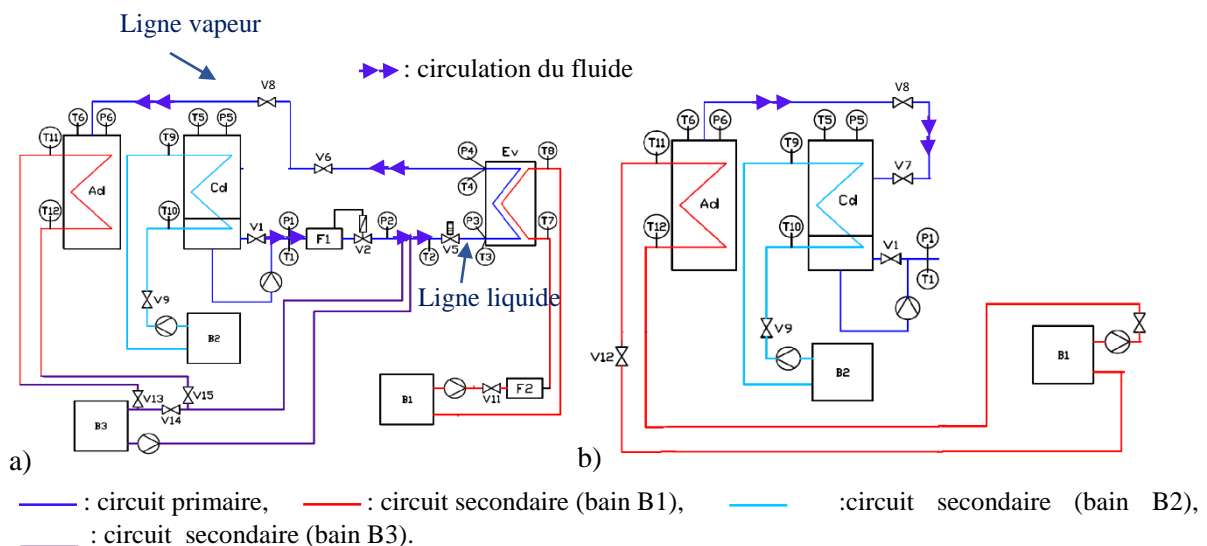


Figure 6 : Schéma du dispositif expérimental durant les phases a) d'adsorption, b) de régénération.

La phase d'adsorption commence lorsque la température dans l'adsorbeur est stabilisée. L'adsorbeur est ensuite connecté à l'évaporateur, l'évaporateur ayant été préalablement thermalisé. Le fluide frigorigène (de l'eau), stocké dans le condenseur, circule du condenseur à l'évaporateur via la ligne liquide. Le fluide est chauffé par le bain thermostaté B3, détendu dans la vanne V5, puis il alimente l'évaporateur. Une fois le fluide vaporisé, il est adsorbé par les billes de silicagel présentes dans l'adsorbeur. La phase de régénération commence une fois que la température de l'adsorbeur est stabilisée à la température de

régénération. La vanne V7 est ouverte, le fluide frigorigène à l'état vapeur peut donc circuler de l'adsorbant au condenseur où il va se liquéfier puis être stocké sous forme liquide.

Le condenseur (noté Cd dans Fig.6), utilisé lors du demi-cycle de régénération et lors du fonctionnement du prototype en thermosiphon, est constitué d'une enceinte en acier inoxydable de 300 mm de diamètre extérieur et 720 mm de haut. À l'intérieur de celui-ci se trouve un échangeur de chaleur à serpentin en cuivre.

L'adsorbant (noté Ad dans Fig. 6) est une enceinte d'acier inoxydable de mêmes dimensions que le condenseur. À l'intérieur de l'adsorbant se trouve un échangeur de chaleur tubes et ailettes. L'espace entre ailettes est rempli d'adsorbant, ici, du silicagel (11 kg de silicagel introduit). Un grillage d'acier inoxydable permet de maintenir les billes de silicagel en place. Lors des demi-cycles d'adsorption, la température du lit de silicagel est contrôlée via le bain thermostaté B3. Le fluide provenant de ce bain passe d'abord dans l'échangeur situé à l'aval de l'évaporateur puis circule dans l'échangeur tube et ailettes situé dans l'adsorbant avant de retourner au bain. Lors des demi-cycles de régénération, la température du lit d'adsorbant est contrôlée via le bain thermostaté B1.

L'évaporateur (Fig. 7) est un évaporateur à plaques lisses. Il est constitué de trois plaques de 500 mm de haut et 200 mm de large mises en parallèle. Deux de ces plaques sont en acier inoxydable, la troisième plaque, plaque extérieure permettant de confiner le fluide frigorigène, est en polyméthacrylate de méthyle (PMMA). Grâce à cette plaque, il est possible de visualiser les phénomènes se produisant dans le canal de l'échangeur côté frigorigène. L'espace de confinement de ce canal peut être fixé à 2 mm ou 4 mm. Ces deux épaisseurs sont imposées par un joint torique et deux entretoises de dimension différente dans les deux cas. La plaque centrale entre les deux fluides (en acier inoxydable) a une épaisseur de 6 mm afin de permettre l'insertion de 44 thermocouples et d'éviter tout flambage de la plaque. Ces 44 thermocouples sont placés en regard (22 sur chaque face de la plaque centrale) afin de permettre une estimation du flux via une méthode inverse. Des rainures de 1 mm de profondeur ont été réalisées sur toute la longueur de cette plaque à intervalle régulier afin de permettre l'insertion de ces thermocouples et ont été par la suite rebouchées par pointage à l'étain. Afin de favoriser l'ébullition, la configuration co-courant a été privilégiée en accord avec les résultats présentés en [1] pour un évaporateur à plaques ayant des dimensions similaires.

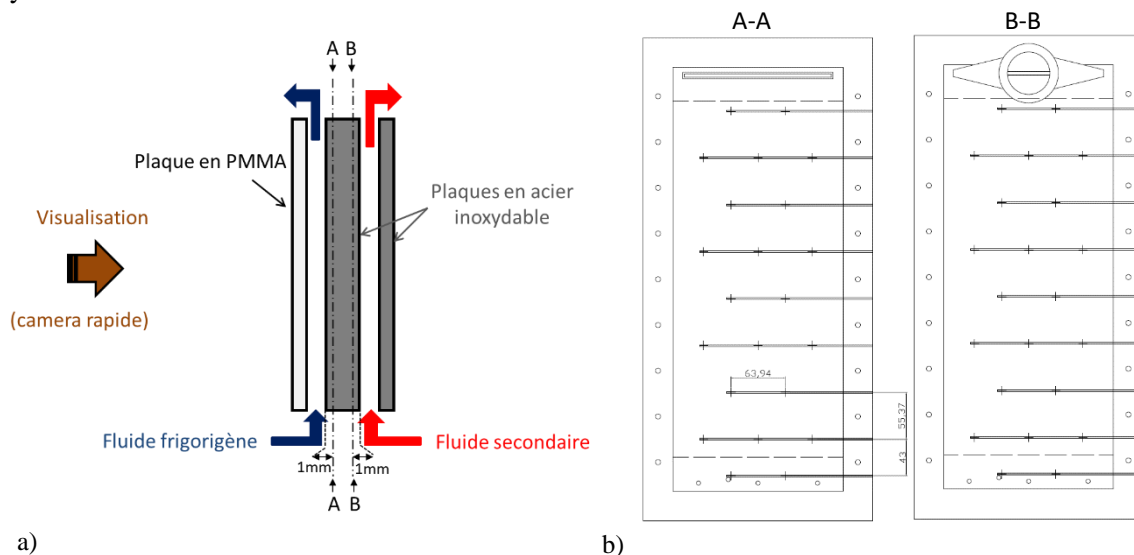


Figure 7 : a) Schéma de l'évaporateur b) Localisation des thermocouples situés dans la plaque centrale

Des thermocouples de type K permettent d'obtenir les températures d'entrée et sortie des fluides secondaires et du fluide frigorigène au niveau de chaque composant. Leur incertitude de mesure est de $\pm 0,1$ K. Cinq capteurs de pression (précision : $\pm 0,075$ % de la mesure) ont également été installés

permettant d'obtenir la pression avant détente, en entrée de la plaque, en sortie de plaque, à l'entrée du condenseur et à l'entrée de l'adsorbeur. Les phénomènes de vaporisation du fluide frigorigène sont visualisés à l'aide d'une caméra rapide permettant de prendre environ 100 images par seconde tout en maintenant une bonne résolution d'image (1024 x 768).

Seuls les phénomènes obtenus pour un espace de confinement de 4 mm sont présentés ci-après.

Résultats et discussions :

Durant les essais réalisés deux principaux régimes d'écoulement ont pu être identifiés :

- Un régime d'écoulement pour lequel aucune vaporisation du fluide frigorigène n'est observée. Les bulles arrivant dans le canal de l'évaporateur, dues au fait que le canal est alimenté en diphasique, se recondensent immédiatement. La puissance frigorifique mesurée est proche de 0 W.
- Un régime d'écoulement pour lequel l'apparition de bulles est observée (Fig. 8). Les bulles déforment l'interface libre, leur membrane se brise et des gouttelettes sont projetées sur la paroi de l'évaporateur située au-dessus de la surface libre. Un film liquide se crée ainsi au-dessus de la nouvelle interface libre puis s'évapore. Suivant la hauteur de remplissage et les conditions de fonctionnement, ces bulles apparaissent soit spontanément quelques centimètres en dessous de la surface libre soit sont des masses de vapeurs dues au fait que l'évaporateur est alimenté en diphasique qui continuent de croître.

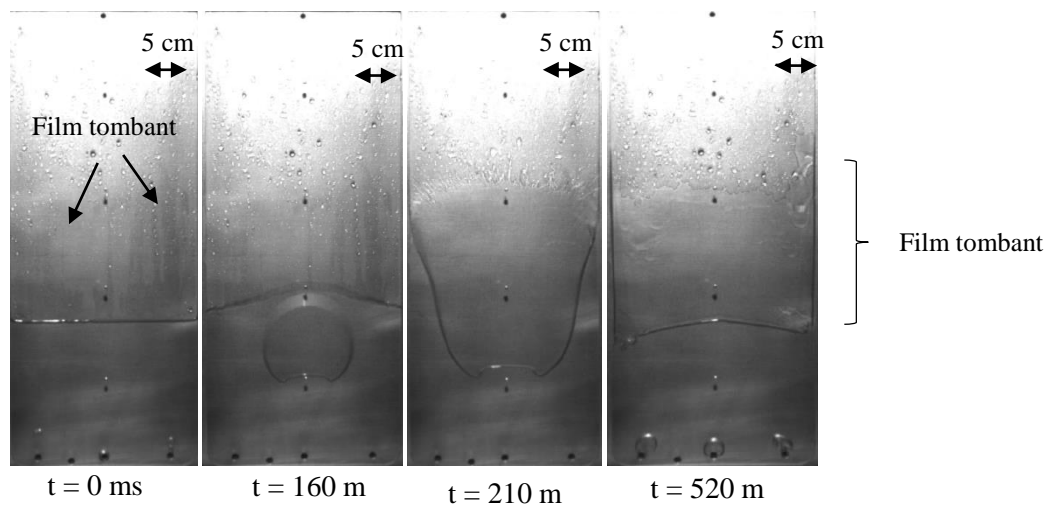


Figure 8: Séquence photo du régime d'écoulement observé ($H_l = 15$ cm, $T_{\text{cond}}^{\text{c,fs}} = 8.5$ °C, $T_{\text{ev}}^{\text{c,fs}} = 17.5$ °C) [7]

La Fig. 9 donne le profil de température mesuré en différents points de la plaque centrale pour ce deuxième régime.

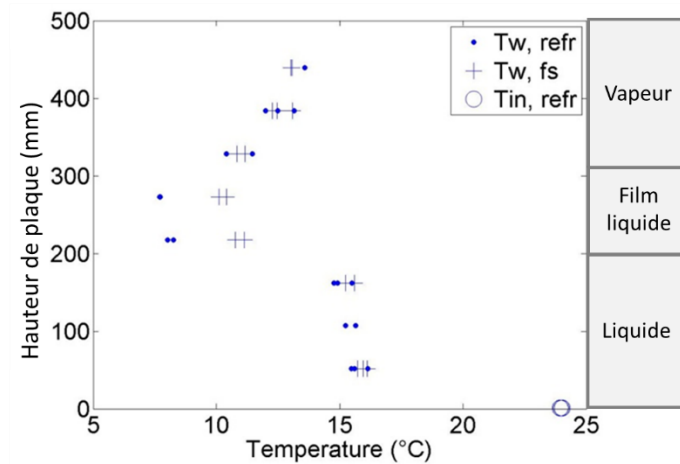


Figure 9 : Température mesurées par les thermocouples situés dans la plaque centrale côté fluide frigorigène (.), fluide secondaire (+) et par les quatre thermocouples situés dans les orifices d'alimentation de l'évaporateur (o) [7]

À partir de ces relevés, un profil de température du fluide secondaire et du fluide frigorigène pour ce régime a été suggéré (Fig. 10).

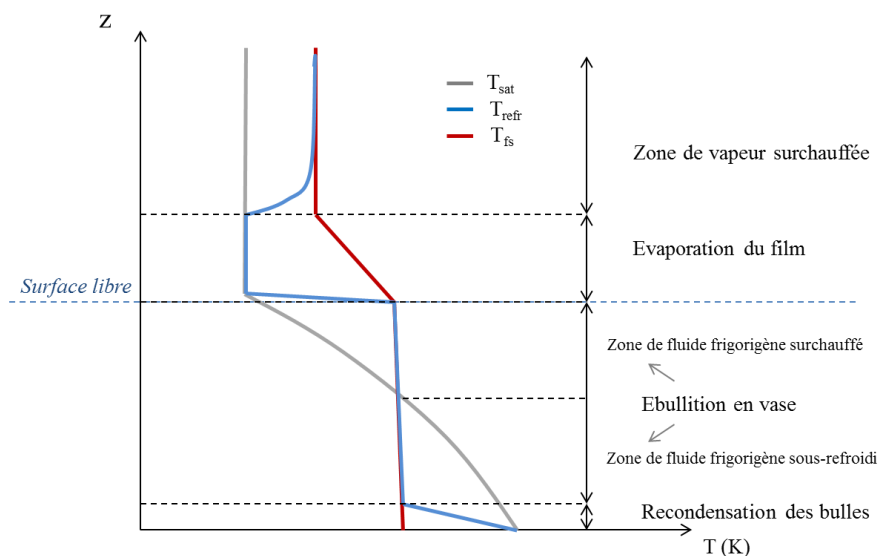


Figure 10 : Schéma du profil de température du fluide secondaire et frigorigène en fonction de la hauteur de l'évaporateur [7]

Le fluide frigorigène entre à une température correspondant à la température de saturation du fluide à la pression en entrée d'évaporateur ($P_{sat} + \rho g H_1$). Dans la partie basse de l'évaporateur, un équilibre thermique est atteint entre le fluide frigorigène et le fluide secondaire. La température du fluide frigorigène est imposée par la température du fluide secondaire. À cause de la pression hydrostatique, le fluide est donc soit sous-refroidi soit surchauffé, en fonction de la position considérée dans l'évaporateur. Au niveau de l'interface libre et au-dessus, un changement de phase se produit. Le fluide frigorigène est donc à une température proche de sa température de saturation. Ensuite la température de la vapeur est imposée de nouveau par le fluide secondaire.

À l'entrée de l'évaporateur puis dans la partie basse de l'évaporateur, la température du fluide frigorigène varie peu. Cette température ne semble pas être affectée par la présence périodique de bulle côté frigorigène (environ 5 J est absorbée par une bulle de diamètre apparent de 12 cm) ni par la

recondensation de masses de vapeur en entrée du canal (côté frigorigène). Cette température diminue ensuite plus ou moins drastiquement (en fonction des conditions de fonctionnement) dans la partie où le fluide frigorigène s'évapore. Cette température reste ensuite constante dans toute la seconde partie monophasique de l'échangeur.

À l'aide de ce profil de température, il est possible d'approcher le coefficient d'échange global de l'évaporateur en considérant quatre échangeurs de chaleur placés en série : un dans la zone où les bulles se recondensent, un dans la zone liquide, un dans la zone de changement de phase (film liquide) et un pour la partie vapeur. En utilisant les corrélations basées sur le nombre de Nusselt, il peut être montré que le coefficient d'échange global K dans la partie vapeur est compris entre $10,6 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $11,0 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en fonction des conditions de fonctionnement. Concernant la partie liquide, une inversion de température est constatée et des informations de températures sont manquantes pour pouvoir calculer ce coefficient d'échange. De plus, le coefficient d'échange côté fluide frigorigène n'est pas homogène dans cette zone. Concernant la partie diphasique, les coefficients d'échange locaux ont pu être calculés à partir des températures relevées dans la plaque et en considérant que la température du fluide est la température de saturation. Ainsi des coefficients d'échange globaux compris entre 733 et $830 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ont pu être calculés. Il a par ailleurs pu être montré que plus de 70 % des échanges durant ce régime d'écoulement ont lieu dans cette zone d'évaporation en film. Il semble donc primordial de favoriser l'apparition de ce régime et d'obtenir une surface de film liquide la plus importante possible.

L'apparition ou non de ce régime est à relier aux conditions de sous-refroidissement de l'environnement. Plus la fraction de l'évaporateur qui est sous-refroidie est importante et plus le gradient de sous-refroidissement en entrée de plaque est important, plus le régime d'écoulement aura tendance à ressembler au premier régime d'écoulement. Au contraire, plus la fraction sous-refroidie de l'évaporateur est faible plus le régime d'écoulement tendra vers une apparition continue de l'ébullition. Cependant il a été observé qu'une certaine hauteur de remplissage était nécessaire pour induire une surface de film liquide importante (H_{proj} x largeur de plaque) et des coefficients d'échange dans cette partie élevés. En effet, il a été remarqué que pour de faible hauteur de remplissage (de l'ordre de 5 cm), la surface du film liquide était plus faible que pour des hauteurs de remplissage plus importantes (supérieures à 10 cm- Fig. 11).

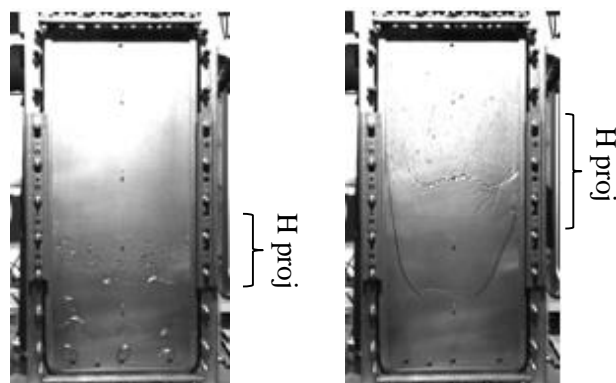


Figure 11 : Photo de la hauteur de projection de liquide pour deux points de fonctionnement différents ($H_1 = 5 \text{ cm}$ et $H_1 = 15 \text{ cm}$)

De plus, comme pour de faible hauteur de remplissage, l'ébullition est quasi continue, le film liquide est sans cesse renouvelé conduisant à des épaisseurs de film plus épaisses et donc à des coefficients d'échange plus faibles. À contrario, pour des hauteurs de remplissage plus importantes, le film liquide peut être complètement évaporé avant l'apparition de nouvelles bulles et la création d'un nouveau film liquide. Le coefficient d'échange est donc plus important mais beaucoup moins stable dans le temps (fluctuations du coefficient d'échange – Fig. 12).

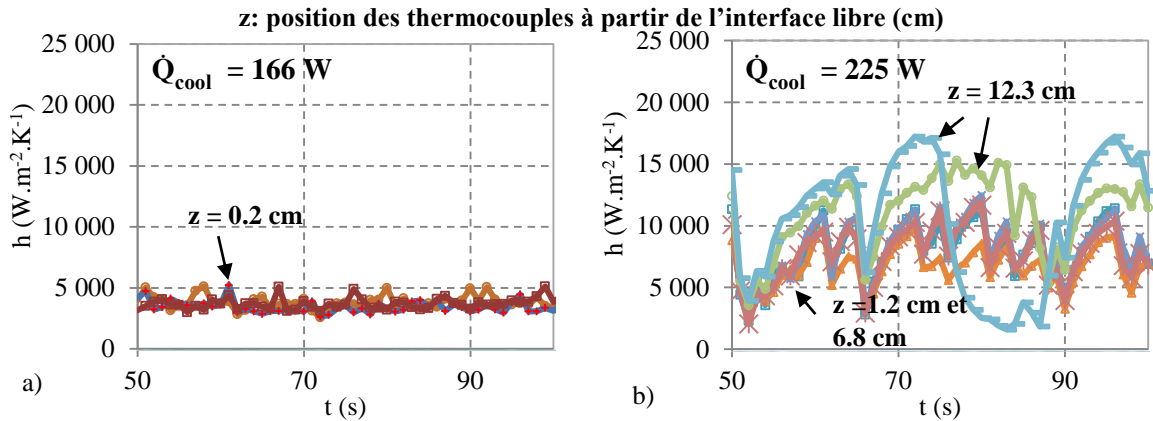


Figure 12: Evolution dans le temps des coefficients d'échange côté fluide frigorigène dans la partie du film liquide pour $T_{\text{cond}}^{\text{c,fs}} = 8.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{ev}}^{\text{c,fs}} = 17.5 \text{ }^\circ\text{C}$ et a) $H_1 = 5 \text{ cm}$; b) $H_1 = 15 \text{ cm}$

Dans le but d'arriver, à terme, à développer des outils d'aide au dimensionnement des évaporateurs compacts basse pression, une première approche par nombres adimensionnels basée sur ces résultats expérimentaux a été suivie. Cette première approche a été suivie en s'abstenant des problématiques liées à l'intermittence des phénomènes et/ou aux cinétiques d'ab et d'adsorption. En s'appuyant sur la théorie, notamment celle de la croissance de bulle, ainsi que sur les résultats majeurs mis en évidence précédemment, des nombres adimensionnels dépendants de la puissance frigorigère obtenue durant ces expériences et de divers autres paramètres (propriétés thermophysiques du fluide, conditions de fonctionnement) ont été testés. Deux évolutions particulièrement intéressantes ont été mises en évidence (Fig. 13).

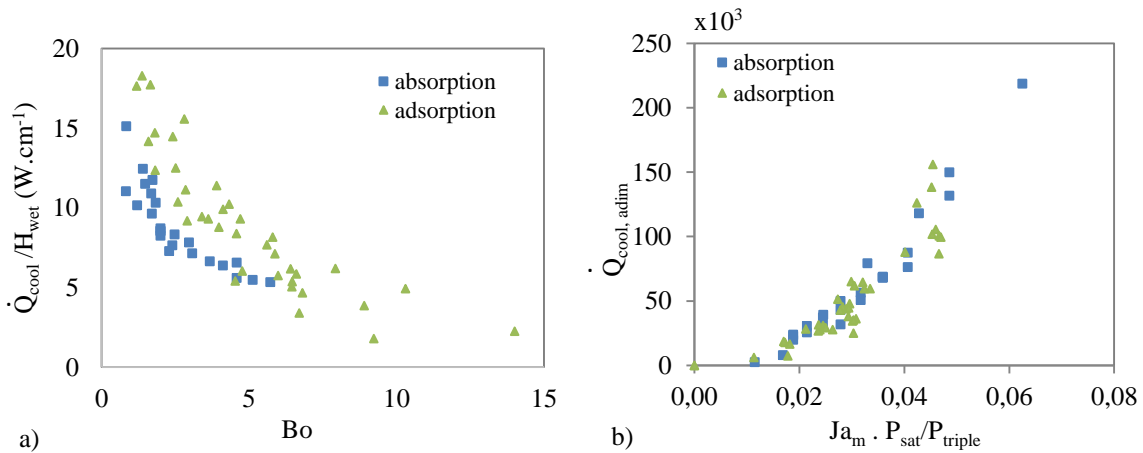


Figure 13 : Evolution de a) la puissance spécifique en fonction du nombre de Bond b) d'une puissance frigorigère adimensionnelle en fonction du nombre de Jacob par le ratio $P_{\text{sat}}/P_{\text{triple}}$

La Fig. 13a) représente l'évolution d'un nombre de Bond en fonction de la puissance frigorigère spécifique (puissance frigorigère par longueur mouillée). Ce nombre de Bond, qui s'appuie sur le nombre de Bond rencontré dans littérature lorsque de l'ébullition en milieu confiné est étudiée, a été développé dans le cadre de précédents travaux [8]. Ce nombre prend en compte l'impact des forces inertielles lors du détachement de la bulle. Il a par ailleurs été observé dans le cadre de cette étude que la puissance frigorigère obtenue est liée à la vitesse de fin de croissance inertielle (notée u) développée par [9] et définie comme Eq.1.

$$u = \sqrt{\frac{4\sigma}{3\rho_l R_{\text{cav}}}} \quad (1)$$

Cette vitesse est utilisée dans le nombre de Bond développé (Eq. 2) :

$$Bo = \frac{H_l}{\frac{u^2}{2g} + \sqrt{\left(\frac{u^2}{2g}\right)^2 + L_C^2} + \frac{\mu u}{[(\rho_l - \rho_v)g]}}, \quad (2)$$

Avec

$$L_C = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}, \quad (3)$$

g l'accélération de la pesanteur, ρ_l et ρ_v respectivement la masse volumique du liquide et de la vapeur et σ la tension superficielle du fluide.

La Fig. 13b) représente l'évolution du nombre de Jakob en fonction d'une puissance adimensionnelle. La puissance dimensionnelle a été développée comme suit (Eq. 4),

$$\dot{Q}_{adim} = \dot{Q}_{cool} \frac{\rho_v}{\mu_l \sigma}, \quad (4)$$

avec ρ_v la masse volumique (faible) de l'eau qui va dans le sens d'une expansion rapide du volume de la bulle et la tension superficielle σ et la viscosité dynamique μ qui freinent cette expansion. Le nombre de Jakob, nombre communément utilisé pour caractériser un environnement d'ébullition, est déterminé suivant l'Eq. 5.

$$Ja_m = \frac{c_{p_l} (T_w - T_{sat})}{\Delta h_{lv}} \quad (5)$$

Avec c_{p_l} , la capacité calorifique à pression constante du liquide, T_w la température de surface dans la partie liquide, T_{sat} la température de saturation à la pression de vapeur à l'interface libre et Δh_{lv} l'enthalpie de vaporisation du fluide.

Pour nos conditions d'essais, des tendances similaires sont obtenues dans le cas d'un évaporateur connecté à un condenseur (fonctionnement par thermosiphon) ou connecté à un adsorbeur (Fig. 13). Cette observation met ainsi en évidence l'intérêt de ces nombres pour des applications différentes d'autant plus que, bien que les phénomènes physiques soient probablement très différents, ces mêmes tendances ont été retrouvées lors de l'étude en approche globale (première partie de ce papier - Fig. 14).

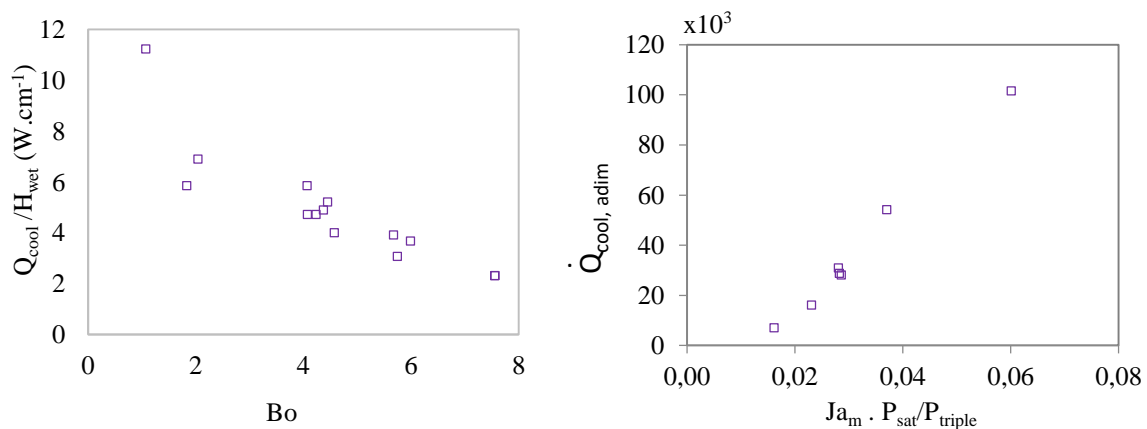


Figure 14 : Evolution de a) la puissance spécifique en fonction du nombre de Bond b) d'une puissance frigorifique adimensionnelle en fonction du nombre de Jakob par le ratio P_{sat}/P_{triple} obtenues dans l'échangeur industriel [6]

Conclusion.

Un évaporateur industriel à plaques et joints fourni par CARRIER a été implémenté sur un système à adsorption de 5 kW. Des puissances frigorifiques allant de 636 W à 1954 W ont été mesurées pour des conditions de remplissage comprises entre 5 et 25 cm et des températures de fluide secondaire comprises entre 14 °C et 25 °C. Les conditions permettant d'obtenir une puissance frigorifique maximale dans le domaine expérimental étudié sont déterminées. Il est montré que ces conditions permettent d'atteindre une puissance frigorifique théorique de 2 kW, soit moins de la moitié de la puissance attendue. Ainsi, afin de comprendre au mieux les phénomènes mis en jeu dans ces évaporateurs, un prototype de 0,7 kW permettant la visualisation de l'évaporation du fluide dans un canal d'évaporateur à plaques lisses dans des conditions similaires a été monté. Grâce à ce banc d'essai, il a pu être montré que 70 % du flux échangé est dû à la vaporisation d'un film liquide créé par la croissance puis la rupture de la membrane de bulles de plusieurs centimètres. Il est aussi montré que bien qu'une hauteur importante de remplissage pouvait mener à de forts sous-refroidissement en entrée d'évaporateur, une certaine hauteur de liquide est nécessaire pour induire une surface de film liquide la plus importante possible. Ainsi, en s'appuyant sur la théorie de la croissance de bulle, des films tombants, ainsi que sur les résultats majeurs obtenus durant cette étude, des nombres adimensionnels dépendants de la puissance frigorifique mesurée, des propriétés thermophysiques du fluide et conditions de fonctionnement ont été développés. La robustesse de ces nombres adimensionnels a été ensuite testée sur l'évaporateur fourni. Bien que les phénomènes physiques soient probablement très différents, une évolution similaire de ces nombres a été retrouvée pour les deux évaporateurs (industriel et plaques lisses).

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier l'ANR pour le financement de cette étude ainsi que tous les partenaires du projet ANR ECOSS (contrat n°: ANR-11-SEED-0007-001). Ce projet avait pour objectif de comprendre les phénomènes mis en jeu dans les évaporateurs des machines à sorption utilisant de l'eau comme fluide frigorigène afin d'optimiser leur taille.

Références

- [1] M. Clause, J. Leprieur, F. Meunier, Experimental test of plate evaporator for sorption refrigeration systems. ISHPC (2011), Padova Italie, paper I-86.
- [2] F. Giraud, R. Rullière, C. Toublanc, M. Clause, J. Bonjour, Experimental evidence of a new regime for boiling of water at subatmospheric pressure, *Exp. Th. and Fl. Sci.* 60 (2015), 45-53.
- [3] R. Rullière, B. Siedel, P. Haberschill, Experimental evaluation of bubble growth of water at very low pressure. ECI 8th Int. Conf. On Boiling and Condensation Heat Transfer (2012). Switzerland.
- [4] E. Estiot, S. Natzer, M. Harm, C. Kren, C. Schweigler, Heat exchanger development for compact water/LiBr sorption systems, *Proc. of the ASME Advanced Energy Systems Division* (2006).
- [5] L. Schnabel, C. Scherr, C. Weber, Water as refrigerant – experimental evaluation of boiling characteristics at low temperatures and pressures, ISHPC (2008), Seoul, Korea, paper 26.
- [6] B. Tremeac, F. Giraud, P. Vallon, Impact of operating conditions on cooling capacity for sorption systems using water as refrigerant, *TMREES Conference* (2016), Paris, France, paper 83.
- [7] F. Giraud, C. Toublanc, R. Rullière, J. Bonjour, M. Clause, Experimental study of water vaporization occurring inside a channel of a smooth plate-type heat exchanger at subatmospheric pressure. *Applied Thermal Engineering*. 106 (2016), 180-191.
- [8] F. Giraud, R. Rullière, C. Toublanc, M. Clause, J. Bonjour, Subatmospheric pressure boiling on a single nucleation site in narrow vertical spaces, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 58 (2016), 1-10.

- [9] A. J. Robinson, R. L. Judd, The dynamics of spherical bubble growth. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 47(2004), 5101–5113.