



HAL
open science

Etude des mécanismes de vaporisation de l'eau à basse pression : application à un échangeur à plaques au cours d'un cycle d'adsorption

Florine Giraud, Pierrick Vallon, Brice Tremeac

► To cite this version:

Florine Giraud, Pierrick Vallon, Brice Tremeac. Etude des mécanismes de vaporisation de l'eau à basse pression : application à un échangeur à plaques au cours d'un cycle d'adsorption. Congrès Français de Thermique 2016 (SFT 2016), Société Française de Thermique, May 2016, Toulouse, France. hal-01511347

HAL Id: hal-01511347

<https://hal.science/hal-01511347>

Submitted on 29 Jun 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.

Etude des mécanismes de vaporisation de l'eau à basse pression: application à un échangeur à plaque au cours d'un cycle d'adsorption.

Florine GIRAUD¹, Pierrick VALLON¹, Brice TREMEAC^{1*}

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

*(auteur correspondant : brice.tremeac@lecnam.net)

Résumé - La vaporisation de l'eau dans un canal d'échangeur à plaques de dimension standard lors de cycle d'adsorption (silicagel/H₂O) pour un confinement de 4 mm est étudiée. Afin de trouver les points de fonctionnements optimaux sous contraintes, un plan d'expérience ayant comme facteurs la température du fluide secondaire de la plaque (10 à 25 °C), le taux de remplissage en liquide de la plaque (10 à 50 % de la hauteur totale) et le temps de demi-cycle (600 à 1800 s) a été mis en place. Les résultats obtenus sont présentés et discutés. Le point optimal théorique de fonctionnement est déterminé.

Nomenclature

b	coefficients		
c_p	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$		<i>Indices et exposants</i>
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	c	consigne
H	hauteur, m	$cool$	frigorigène
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	ev	évaporateur
P	pression, kPa	fs	fluide secondaire
\dot{Q}	puissance, W	l	liquide
T	température, °C	s	sortie
t	temps, s	sat	saturante
X	coordonnée centrée		

1. 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 classiques, surtout pour des installations de faibles capacités. Cela est en partie dû à l'utilisation d'échangeurs à tubes et calandres comme évaporateur. Ces échangeurs, bien que 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 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, un dispositif expérimental a été monté. Il permet d'observer la vaporisation de l'eau dans un canal d'échangeur à plaques lisses de dimensions standards sous diverses conditions de fonctionnement pendant des cycles d'adsorption. Un plan d'expériences a été mis en place afin d'optimiser l'étude expérimentale et permettre la recherche d'un optimum de fonctionnement sous contrainte.

2. Banc expérimental et procédure

Le dispositif expérimental utilisé présente, dans son ensemble, un adsorbeur, un condenseur, une plaque, une ligne liquide, une ligne vapeur (Fig. 1). L'utilisation de ces éléments dépend du demi-cycle considéré (adsorption ou régénération).

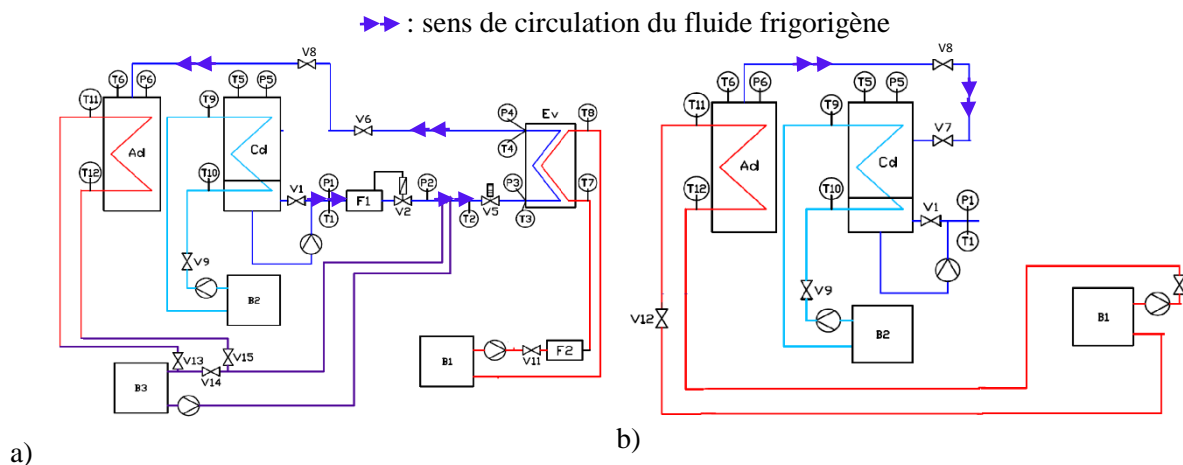


Figure 1: Schéma du dispositif expérimental a) lors de demi-cycle d'adsorption b) lors de demi-cycle de régénération

Dans le cadre d'un demi-cycle d'adsorption (Fig. 1a), le fluide frigorigène (de l'eau distillée) circule du condenseur à l'évaporateur via la ligne liquide. Afin de contrer les pertes de charges dues à la présence d'un débitmètre (noté F1 sur la Fig. 1a) et d'un contrôleur de débit sur cette ligne, une pompe est ajoutée en sortie de condenseur afin d'augmenter la pression du liquide avant son passage dans le débitmètre. La pression obtenue avant le débitmètre peut être modifiée grâce à une boucle de recirculation ajustable par le biais de la vanne V1. Puis, le fluide, chauffé par le bain thermostaté B3, détendu dans la vanne V5, alimente l'évaporateur via trois capillaires de cuivre de 2 mm de diamètre interne. Le débit passant dans chaque brin est préalablement équilibré. Une fois le fluide vaporisé, il est adsorbé par les billes de silicagel présentes dans l'adsorbeur. Le début de ce demi-cycle s'effectue lorsque la température dans l'adsorbeur est stabilisée (ouverture de la vanne V8 une fois la température stabilisée). Dans le cadre d'un cycle de régénération (Fig. 1b), une fois que la température de l'adsorbeur est stabilisée à la température de régénération, la vanne V7 est ouverte pendant la durée du demi-cycle. Le fluide frigorigène à l'état vapeur peut donc circuler de l'adsorbeur au condenseur où il va se liquéfier puis être stocké sous forme liquide.

Ainsi, les demi-cycles d'adsorption et de régénération sont réalisés en état pseudo permanent, c'est-à-dire que la thermalisation de chaque élément est attendue avant de commencer chaque demi-cycle.

Le condenseur (noté Cd dans Fig.1), utilisé lors du demi-cycle de régénération, 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 un serpentin en cuivre fait office d'échangeur de chaleur. La température de l'eau circulant à l'intérieur du serpentin est contrôlée via un bain thermostaté (noté B2 dans

Fig. 1). Une fois condensé sur la surface extérieure de l'échangeur, le fluide frigorigène est stocké sous forme liquide dans le condenseur. Ce liquide alimente l'évaporateur lors des demi-cycles d'adsorption via la ligne liquide.

L'adsorbeur (noté Ad dans Fig.1) est une enceinte d'acier inoxydable de mêmes dimensions que le condenseur. À l'intérieur de l'adsorbeur 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'adsorbeur 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 est un évaporateur à plaques lisses, identique à celui utilisé dans [6]. 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 24 thermocouples. Ces 24 thermocouples sont placés en regard (12 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.

Des thermocouples de type K permettent d'obtenir les températures T9 et T10 (entrée et sortie du fluide secondaire au niveau du condenseur) ; T7 et T8 (entrée et sortie du fluide secondaire au niveau de la plaque) ; T1, T2, T3 pour la ligne liquide, T4, T5, T6 pour la ligne vapeur ; T11 et T12 (entrée et sortie du fluide secondaire au niveau de l'adsorbeur). Leur incertitude de mesure est de 0.1 K. Cinq capteurs de pression (précision : 0.075 % de la mesure) ont également été installés. Le capteur P1 placé juste avant le débitmètre a une plage de mesure comprise entre 0 et 200 mbar. Les cinq autres capteurs de pression (noté P2 à P6 dans la figure 1) ont une plage de mesure comprise entre 0 et 50 mbar et permettent d'obtenir la pression respectivement avant détente, en entrée de la plaque, en sortie de plaque, à l'entrée du condenseur et à l'entrée de l'adsorbeur. Le thermocouple T3 et le capteur de pression P3 permettant respectivement d'obtenir la température et la pression du fluide en entrée de la plaque sont situés plus précisément entre deux des orifices d'entrée du fluide mais à 1 mm en dessous du niveau de ceux-ci.

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 étudiés dans ce présent papier.

3. Visualisation de la vaporisation de l'eau dans le canal de l'évaporateur

Lors des essais réalisés en phase d'adsorption, deux phénomènes de vaporisation bien distincts ont été observés dans le canal de l'évaporateur. Le premier phénomène, observé aux premiers temps suivant la mise en connexion de l'adsorbeur et de l'évaporateur, est caractérisé par un important entrainement de liquide vers la sortie de l'évaporateur (Fig. 2). Cet entrainement de liquide sur toute la hauteur de plaque est observé pour l'ensemble des conditions opératoires testées, excepté lorsque de faible pression motrice pour d'importante hauteur de remplissage sont imposées ($T_{ev}^{c,fs} = 17.5^{\circ}C$, $H_l = 25$ cm).

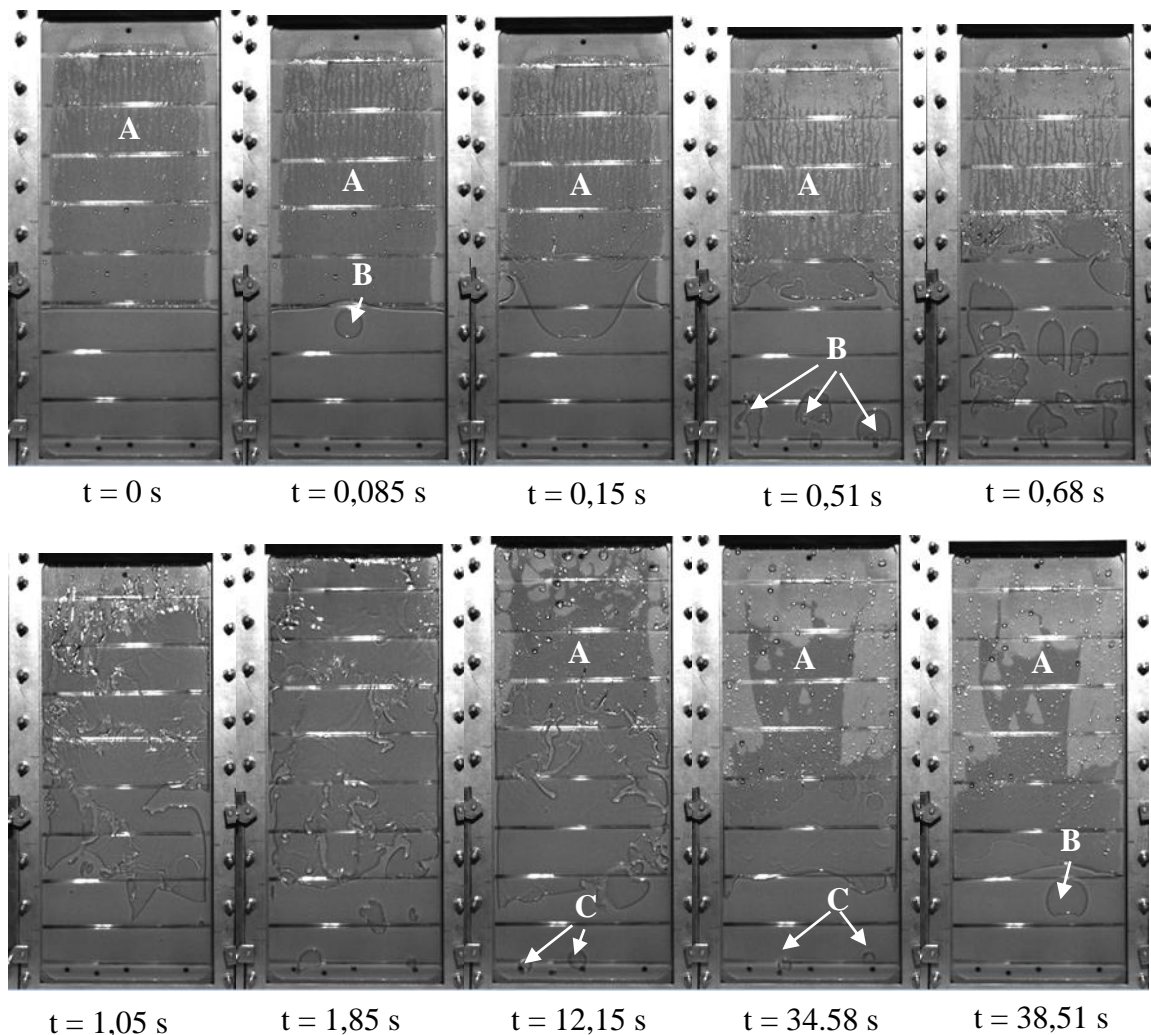


Figure 2: Séquence d'images aux premiers instants du cycle d'adsorption ($H_l = 15$ cm, $t_{cycle} = 1200$ s, $T_{ev}^{c,fs} = 17,5^{\circ}C$)

Dans les premiers instants suivant l'ouverture de la vanne V8, le film liquide initialement présent s'évapore lentement (repère A sur la Fig. 2). À $t = 0,085$ s, une bulle de quelques centimètre apparaît proche de la surface libre, puis explose (repère B sur la Fig. 2). À $t = 0,51$ s, une forte vaporisation du fluide frigorigène est observée, permettant de mouiller la quasi-totalité de la plaque. Les bulles, dues au fait que l'évaporateur est alimenté en diphasique, ne se recondensent pas mais continuent de grossir (repère B sur la Fig. 2). Du fluide est entraîné hors de la plaque. À $t = 12,15$ s, le liquide n'est plus transporté jusqu'au sommet de la plaque. Le film liquide créé au sommet de la plaque s'évapore (repère A sur la Fig. 2). Certaines des bulles provenant des orifices d'alimentation se recondensent (repère C sur la Fig. 2). Au bout d'une trentaine de secondes, la quasi-totalité des bulles provenant des orifices d'alimentation se

recondensent et un régime d'écoulement stable caractérisé par l'apparition périodique de bulles de quelques centimètres sous la surface libre apparaît. C'est l'établissement du second phénomène de vaporisation observé.

La différence du taux de vaporisation du fluide pendant cette phase et plus généralement durant le demi-cycle d'adsorption est due à l'évolution de la pression dans l'adsorbeur et donc à l'évolution de la pression motrice (Fig.3). Aux premiers instants suivant l'ouverture de la vanne V8, la pression de l'adsorbeur passe de 0,3 – 0,4 kPa à 0,8 – 0,9 kPa. Pendant ce temps précédent le temps pour lequel une pression d'équilibre entre l'évaporateur et l'adsorbeur est atteinte, la pression motrice est importante, permettant une forte vaporisation du fluide. Une fois la pression d'équilibre atteinte, cette pression augmentera relativement faiblement durant toute la durée du demi-cycle permettant l'établissement d'un régime d'écoulement stable.

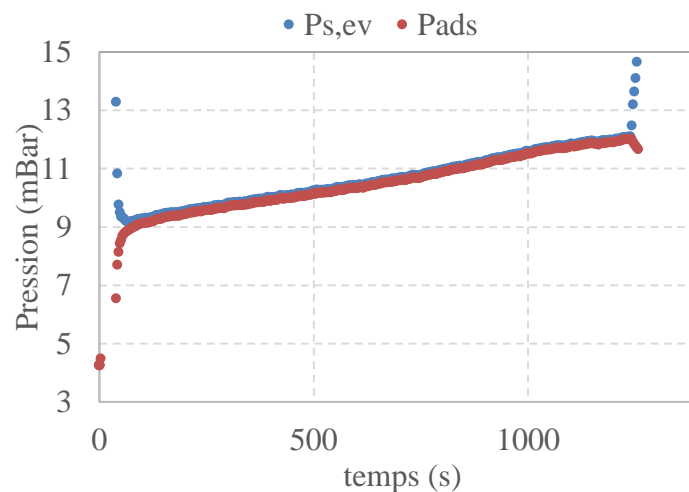


Figure 3: Evolution de la pression en sortie d'évaporateur ($P_{s,ev}$) et en entrée d'adsorbeur (P_{ads}) en fonction du temps lors d'un demi-cycle d'adsorption ($H_l = 15 \text{ cm}$, $t_{\text{cycle}} = 1200 \text{ s}$, $T_{ev}^{c,fs} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Le régime d'écoulement stable observé est similaire au régime observé lors d'essais réalisés en mode « absorption » avec le même dispositif expérimental [6] : des bulles de plusieurs centimètre apparaissent périodiquement et explosent. Lors de la rupture de la membrane de ces bulles, des gouttes de liquide sont projetées sur la surface de l'évaporateur et un film liquide est créé. Les bulles dues à l'alimentation de l'évaporateur en diphasique sont recondensées immédiatement après leur entrée dans le canal. Cette recondensation est due à la pression hydrostatique responsable des conditions de sous-refroidissement en entrée de canal. Il peut être montré que durant ce régime, le transfert de chaleur est essentiellement dû à l'évaporation du film liquide [7].

4. Influences des facteurs étudiés sur la puissance frigorifique calculée

Comme très peu d'évaporateurs compacts basse pression ont été étudiées jusque-là, leur comportement est difficile à appréhender. Ainsi, afin d'obtenir une puissance frigorifique maximale sous contraintes dans le domaine expérimental étudié et afin d'appréhender les interactions entre facteurs expérimentaux, une méthodologie basée sur les plans d'expériences a été suivie. Cette méthodologie consiste à retrouver la fonction mathématique permettant d'obtenir la réponse que l'on souhaite (ici la puissance frigorifique) en fonction des conditions voulues. Le plan d'expériences choisi est un plan Doehlert. Ce plan permet d'avoir une répartition uniforme des points expérimentaux dans l'espace expérimental. Il permet également de rajouter ou d'enlever facilement un facteur si besoin. Il peut être utilisé pour un nombre

quelconque de facteurs mais ne prend pas en compte les interactions d'ordre supérieur à 2. Les facteurs et les domaines d'études choisis pour cette étude sont répertoriés dans le tableau 1.

	Facteurs	Domaines	Contraintes
1	H_i	[5 à 25 cm]	Max 25 cm (perte d'eau par entrainement)
2	t_{cycle}	[600 s à 1800 s]	Max: 5400 s
3	T_{ev}^{c,fs}	[10 °C à 25 °C]	Min: 0 °C/ Max : 100 °C

Tableau 1: *Analyse des facteurs ayant une influence sur la puissance frigorifique obtenue*

Le premier facteur étudié est la hauteur de remplissage du canal. Cette hauteur est fixée en début d'expérience puis est ensuite réglée afin de retrouver puis maintenir cette même hauteur tout le long de l'expérience. Elle est fixée entre 1/10 et 1/2 de la hauteur totale de la plaque. Le second facteur est le temps de demi-cycle. Ce temps varie entre 600 s et 1800 s. Il est le même lors des phases d'adsorption et de régénération. Le troisième facteur étudié est la température de consigne du bain B2 lors des phases d'adsorption. Elle varie entre 10 et 25 °C. La température de régénération est fixée pour tous les points à 77,5 °C et la température intermédiaire à 30 °C. C'est cette même température de 30 °C qui est fixée au bain B3 lors des demi-cycles d'adsorption (bain servant à réguler la température du fluide secondaire de l'adsorbent et de l'échangeur de chaleur situé avant l'entrée de l'évaporateur). Pour chaque condition expérimentale, les cycles sont réalisés jusqu'à l'obtention d'un état cyclique reproductible. Treize différentes conditions expérimentales (répétées de cinq à sept fois suivant les conditions) sont testées contre vingt-sept conditions lors d'une approche systématique.

Durant ces essais, des puissances moyennes allant de 151 W à 334 W ont été mesurées par bilan sur le fluide secondaire, i.e. en utilisant la relation $\dot{Q}_{cool} (W) = \dot{m}_{fs} \cdot c_{p_{fs}} \cdot (T_7 - T_8)$. L'erreur d'estimation du plan est calculée comme étant de 37 W. Les coefficients b obtenus pour le modèle mathématique tel que $\dot{Q}_{cool} (W) = b_0 + \sum_{i=1}^4 b_i \cdot X_i + \sum_{i=1}^4 b_{ii} \cdot X_i^2 + \sum b_{ij} \cdot X_i \cdot X_j$ avec Xi/Xj coordonnées centrées du facteur i/j compris dans l'intervalle [-1 1] sont donnés dans le tableau 2.

b0	b1	b2	b3	b11	b22	b33	b12	b13	b23
228,94	-10,20	-21,54	87,71	-44,79	62,63	0,64	53,44	3,10	4,24

Tableau 2: *Coefficients du modèle mathématique obtenus par un plan d'expériences Doehlert*

Comme les Xi/Xj sont des coordonnées centrées des facteurs i/j compris dans l'intervalle [-1 1], les valeurs des coefficients bi et bii renseignent sur le poids de chaque facteur. D'après ces coefficients (Tableau 2), le facteur ayant le plus d'impact sur la puissance frigorifique mesurée est le facteur 3, soit la température de consigne du fluide secondaire. Plus cette température est élevée, plus la puissance frigorifique obtenue (toute chose étant égale par ailleurs) est élevée. Cette conclusion est en accord avec [6] et les mêmes explications peuvent être données : suite à la détente, le fluide entre dans la plaque avec un certain titre. La température du fluide est donc égale à la température de saturation en entrée du canal soit à $T_{sat}(P_{cond} + p_g H_i)$. Pour certains points, la température d'entrée du fluide frigorigène est donc plus élevée que la température de fluide secondaire. Cette configuration se fait plus rare lorsque $T_{ev}^{c,fs}$ augmente. Le deuxième coefficient de plus fort poids est le coefficient b22, coefficient associée aux coordonnées centrées du facteur t_{cycle}. Cela signifie que la variation de la puissance en fonction du temps de demi-cycle est fortement non linéaire. En d'autre terme, la puissance

obtenue présente un extremum en fonction du temps de demi-cycle dans le domaine expérimental étudié. La figure 4 trace l'évolution de la puissance théorique (calculée à partir des coefficients du Tableau 2 obtenus lors de l'exploitation du plan d'expériences) en fonction du temps de demi-cycle pour trois températures de consigne au fluide secondaire et trois hauteurs de remplissage. D'après le modèle obtenu, la puissance frigorifique générée présente un minimum. Ce minimum est proche de 1300 s pour une hauteur de remplissage fixée à 15 cm quelle que soit la température de consigne fixée au fluide secondaire (Fig. 4a). Il se décale vers les longs temps de demi-cycle pour $H_1 = 25$ cm et au contraire vers des temps de demi-cycle courts pour $H_1 = 5$ cm (Fig. 4b).

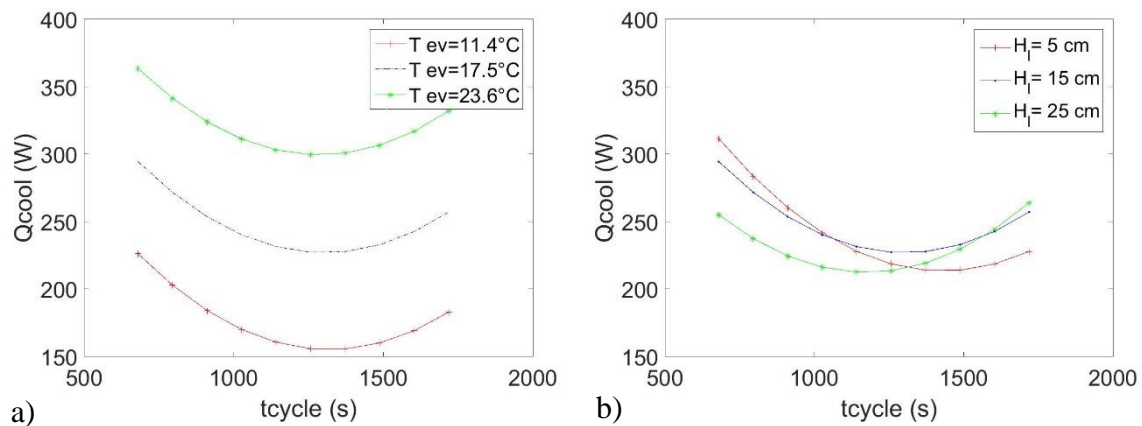


Figure 4: Evolution de la puissance frigorifique théorique en fonction du temps de demi-cycle pour a) trois températures de consigne au fluide secondaire ($H_1 = 15$ cm) et b) trois hauteurs de remplissage ($T_{ev}^{c,fs} = 17,5^\circ\text{C}$)

Le profil d'évolution de la puissance frigorifique en fonction d'une hauteur de remplissage faible s'explique par le fait qu'au temps court, un film liquide est créé sur la quasi-totalité de la plaque suite à de fort entrainement de liquide (Fig. 2). Le coefficient d'échange est élevé sur la quasi-totalité de la surface de la plaque. Lorsque cet évènement est fini, le film liquide est créé uniquement sur quelques centimètres au-dessus de la surface libre. Les coefficients d'échange estimés à l'endroit où l'évaporation du film liquide se produit sont similaires mais sur une surface d'échange beaucoup plus faible.

Il est aussi intéressant de noter que d'après ces coefficients b, la hauteur de liquide a une influence négative sur la puissance frigorifique. Ceci s'explique, comme en [6], par le fait que due à la pression hydrostatique, d'importantes hauteurs de remplissage vont entrainer des conditions défavorables à l'ébullition (le fluide alimente l'évaporateur avec une température proche voire plus élevée que le fluide secondaire). Par ailleurs, toujours d'après ces mêmes coefficients, la hauteur de remplissage et le temps de demi-cycle sont fortement aliasés alors que contrairement à ce que l'on pourrait s'attendre, le temps de demi-cycle et la température du fluide secondaire le sont peu.

À l'aide de ce plan, la puissance frigorifique optimale dans le domaine expérimental étudié est estimé être de $380,8 \pm 37$ W pour les conditions opératoires suivantes : $H_1 = 9$ cm, $t_{cycle} = 678$ s et $T_{ev}^{c,fs} = 23,6^\circ\text{C}$.

5. Conclusion

Grâce au dispositif expérimental mis en place, les phénomènes de vaporisation du fluide à l'intérieur d'un canal d'évaporateur à plaques lisses ont pu être observés. Deux phases distinctes ont été identifiées :

- Une phase se produisant dans le temps suivant la connexion de l'adsorbeur et de l'évaporateur où une large quantité de fluide frigorigène est entraînée hors de l'évaporateur. Durant cette phase, la surface d'échange est entièrement mouillée.
- Une phase où un régime d'écoulement stable caractérisé par l'apparition périodique de bulles de plusieurs centimètres apparaît. La surface d'échange est alors moins importante que durant la première phase.

Un plan d'expérience a également été mis en place afin de déterminer les conditions optimales de fonctionnement de l'évaporateur. Il a été montré que cette puissance optimale est obtenue pour des temps de demi-cycle court et des hauteurs de remplissage faible. Ce plan d'expérience va être prolongé afin d'étudier, entre autres, l'influence de la température de régénération ainsi que l'influence de la température intermédiaire. Des essais de répétabilité vont être également réalisés afin de déterminer l'incertitude expérimentale du plan.

Références

- [1] Clausse M., Leprieur J., Meunier F., Experimental test of plate evaporator for sorption refrigeration systems. ISHPC (2011), Padova Italie, paper I-86.
- [2] Giraud F., Rullière R., Toublanc C., Clausse M., Bonjour J., 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] Estiot E., Natzer S., Harm M., Kren C., Schweigler C., Heat exchanger development for compact water/LiBr sorption systems, *Proc. of the ASME Advanced Energy Systems Division* (2006).
- [5] Schnabel S., Scherr C., Weber C., Water as refrigerant – experimental evaluation of boiling characteristics at low temperatures and pressures, *ISHPC* (2008), Seoul, Korea, paper 26.
- [6] Giraud F., Toublanc C., Rullière R., Bonjour J., Clausse M., Etablissement d'un plan d'expérience dans le cadre de la vaporisation d'eau à l'intérieur d'une plaque. *Congrès SFT 2015*. La Rochelle, France.
- [7] Giraud F., Vaporization of water at subatmospheric pressure: fundamentals of boiling and path towards the design of compact evaporators for sorption chillers. Thèse (2015). INSA de Lyon, France.

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 a 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.