

Evaporation de l'eau à basse pression dans un canal d'échangeur à plaques. Approche expérimentale par plan d'expériences.

Florine Giraud^{1,2}, Cyril Toublanc^{2*}, Romuald Rulliere¹, Jocelyn Bonjour¹, Marc Clausse¹

¹ Université de Lyon, CNRS, INSA-Lyon, CETHIL, UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France
Université Lyon 1, F-69622, France

² Laboratoire de Chimie moléculaire, génie des procédés chimiques et énergétiques (CMGPCE – EA 21), CNAM, ICENER, case 2D3P20, 292 rue Saint-Martin, 75141 Paris Cedex 03, France

* (auteur correspondant : cyril.toublanc@cnam.fr)

Résumé - La compacité et le coût sont les deux principales limitations au développement de petites unités frigorifiques à sorption pour la production de froid. Comme la conception des échangeurs utilisés dans ces machines reste très empirique, l'optimisation de leur taille est l'un des éléments clef dans ce développement. Cependant, utiliser de l'eau comme fluide frigorigène dans des machines à absorption (LiBr/H₂O) ou à adsorption (silicagel/H₂O, zeolite/H₂O), implique des pressions de fonctionnement très faibles - ($P_{\text{evap}}/P_{\text{triple}} = 1.5$). A ces pressions, les phénomènes de vaporisation de l'eau sont mal connus et ceux qui le sont ont tendance à limiter les performances de l'évaporateur (présence de bulles de taille centimétrique accentuant la zone d'assèchement, faible masse volumique de la vapeur entraînant une vitesse très importante en sortie d'évaporateur, etc.). Une meilleure connaissance de ces phénomènes, se produisant à l'intérieur de l'échangeur de chaleur, est indispensable et permettra de meilleurs dimensionnements des échangeurs industriels.

L'objectif de cette étude est d'observer la vaporisation de l'eau dans le canal d'un échangeur à plaques de dimension standard sous diverses conditions de fonctionnement et pour deux confinements possibles : 2 mm et 4 mm. Afin de trouver les points de fonctionnements optimaux, des plans d'expériences ont été mis en place pour ces deux espacements en faisant varier la température du fluide secondaire de la plaque (10 °C à 25 °C), le taux de remplissage en liquide de la plaque (1/10 à 1/2 de la hauteur total), le titre du fluide frigorigène en entrée de plaque (0 % à 10 %) ainsi que la force motrice (0,3 kPa et 0,7 kPa). La force motrice est créée grâce à un condenseur relié à la sortie de l'évaporateur et dont la température de consigne est inférieure à la température d'évaporation du fluide. L'installation se comporte donc comme un thermosiphon. En faisant varier la température au condenseur, il est possible de simuler le fonctionnement d'une machine à absorption pour différentes conditions opératoires. Un modèle thermodynamique développé sous Matlab permet d'estimer les conditions de fonctionnement de cette machine à absorption idéale à partir des conditions expérimentales imposées. Le régime diphasique obtenu à l'intérieur du canal pour les différents points du plan d'expérience est observé et étudié grâce à une caméra rapide. Le modèle mathématique obtenu grâce au plan d'expériences est également analysé afin d'identifier l'importance de chaque facteur sur la puissance thermique obtenue ainsi que leur influence respective.

Nomenclature

| | | | |
|-----------------------------|--|------|--------------------------------|
| H | Hauteur, cm | cond | condenseur |
| P | Pression, kPa | ev | évaporateur |
| Q | Puissance, W | fs | fluide secondaire |
| T | Température, $^{\circ}C$ | l | liquide |
| X | fraction massique, % <i>Libr</i> Coordonnée centrée | LiBr | solution de Bromure de Lithium |
| <i>Indices et exposants</i> | | res | résistance |
| abs | absorbeur | sat | saturante |
| c | consigne | v | vapeur |

1. Introduction

Depuis quelques années, un regain d'intérêt pour les machines à sorption est observé. En effet, dans le contexte environnemental actuel, ces systèmes 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 de telles machines souffrent actuellement de deux problèmes majeurs : leur manque de compacité et leur coût. Cela est en partie dû à l'utilisation d'échangeurs à tubes et calandres comme évaporateur. Ces échangeurs sont plus couteux et moins compacts que les échangeurs à plaques habituellement utilisés dans les machines à compression mécanique mais présentant l'avantage de garantir l'évaporation continue du fluide frigorigène (film ruisselant) contrairement à des solutions plus compactes. Bien que l'utilisation d'échangeurs à plaques semble possible et serait une solution pour améliorer la compétitivité de ces machines, très peu d'études portent actuellement sur ce sujet ([1], [2], [3]). D'autre part, des études fondamentales sur l'ébullition dans de telles conditions de pressions et températures ont mis en évidence plusieurs difficultés à surmonter: la taille de bulles centimétrique pouvant conduire à des surchauffes locales, de fortes fluctuations des températures de parois entraînant la fatigue des matériaux utilisés, un environnement inhomogène en pression et sous-refroidissement rendant le déclenchement de l'ébullition très sensible aux conditions imposées ([4], [5]).

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 le canal d'un échangeur à plaques de dimension standard sous diverses conditions de fonctionnement. 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. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental présenté ci-dessous a pour objectif d'étudier la vaporisation de l'eau dans une plaque de dimension standard et dans des conditions similaires à celles que l'on pourrait retrouver dans des machines à sorption utilisant de l'eau comme fluide frigorigène. Afin de favoriser l'ébullition, la configuration co-courant a été privilégié en accord avec les résultats présentés en [3] pour un évaporateur à plaques ayant des dimensions similaires. Le dispositif expérimental dans son ensemble présente un condenseur, une plaque, une ligne liquide, une ligne vapeur (Fig. 1).

Le dispositif ainsi construit fonctionne comme un thermosiphon, la différence entre les températures de consignes imposées au condenseur et à l'évaporateur créant la force motrice. Etant donné les conditions de pressions (de l'ordre du kiloPascal), la boucle uniquement composée du

condenseur, de l'évaporateur et des appareils de mesures (débitmètre et contrôleur de débit) ne peut fonctionner, les pertes de charges étant trop importantes dans la ligne liquide. Une pompe liquide est donc ajoutée en sortie de condenseur afin d'augmenter la pression du liquide avant son passage dans le débitmètre. La pression obtenue avant le débitmètre (noté F1 sur la fig. 1) peut être modifiée grâce à une boucle de recirculation ajustable par le biais de la vanne V1. Durant les expériences, les vannes V5 et V7 sont fermées, la vanne V3 est pleinement ouverte. Le débit est donc uniquement contrôlé par le contrôleur. Le fluide circulant dans cette ligne peut être chauffé ou non avant l'entrée dans la plaque grâce à la résistance R1. La puissance imposée à cette résistance permet de faire varier le titre massique en entrée entre 0 et 20 %. Le fluide entre ensuite dans la plaque 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, celui-ci retourne dans le condenseur. Le condenseur est une enceinte en acier inoxydable de 300 mm de diamètre extérieur. À l'intérieur de celui-ci se trouve un échangeur de chaleur à serpentin en cuivre. La température de l'eau circulant à l'intérieur du serpentin est contrôlée via un bain thermostaté. Une fois condensé sur la surface extérieure de l'échangeur, le fluide frigorigène est stocké sous forme liquide dans le condenseur.

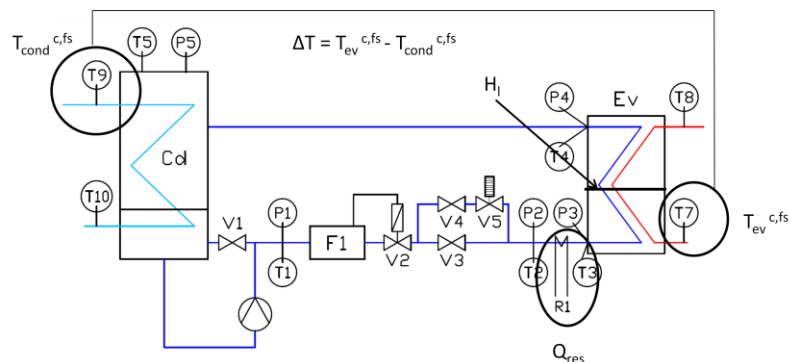


Figure 1: Schéma du dispositif expérimental et facteurs du plan d'expériences

L'évaporateur est une plaque en acier inoxydable de 500 mm de haut et 200 mm de large. L'espace de confinement peut être de 2 mm ou 4 mm coté fluide frigorigène. Ces deux épaisseurs sont imposées par un joint torique de dimension différente dans les deux cas. Afin de permettre la visualisation des phénomènes, la plaque extérieure permettant de confiner le fluide frigorigène est une plaque en polyméthacrylate de méthyle (PMMA). La plaque centrale entre les deux fluides (en acier inoxydable) a une épaisseur de 6 mm afin de permettre l'insertion de thermocouples. Deux versions de la plaque existent : une sans instrumentation avec une surface d'échange uniforme, une autre comprenant 24 thermocouples (12 sur chaque face de la plaque centrale). Dans cette dernière, des rainures de 1 mm de profondeur ont été réalisées sur toute la longueur de la plaque à intervalle régulier afin de permettre l'insertion des thermocouples. Ces rainures sont rebouchées par pointage à l'étain.

Pour la visualisation, une caméra rapide permettant de prendre environ 100 images par secondes tout en maintenant une bonne résolution d'image (1024 x 768) est utilisée.

Des thermocouples de type T 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 et T5 pour la ligne vapeur.

Cinq capteurs de pressions ont également été installés. Le capteur P1 placé juste avant le débitmètre a une plage de mesure comprise entre 0 et 200 mbar. Les quatre autres capteurs de

pressions (noté P2 jusque P5 dans la figure 1) ont une plage de mesure comprise entre 0 et 50 mbar et permettent d'obtenir la pression respectivement avant la résistance chauffante, en entrée de la plaque, en sortie de plaque et à l'entrée du condenseur.

Le thermocouple T3 et le capteur de pressions P3 permettant respectivement d'obtenir la température et la pression du fluide en entrée de la plaque sont situés plus précisément au milieu de deux des orifices d'entrée du fluide mais à 1 mm en dessous du niveau de ceux-ci.

3. Plan d'expériences

Les expériences réalisées dans un espace confiné à si basse pression étant peu nombreuses, il est difficile d'avoir une idée a priori des conditions à imposer au niveau de l'évaporateur afin d'obtenir la meilleure puissance frigorifique. Ainsi, utiliser la méthodologie des plans d'expériences permet d'optimiser l'organisation des essais expérimentaux et ainsi diminuer considérablement le nombre de points à réaliser pour arriver au même résultat.

3.1 Méthodologie

Le but d'un plan d'expériences consiste à retrouver la fonction mathématique permettant d'obtenir la réponse que l'on souhaite (ici la puissance frigorifique passée) en fonction des conditions souhaitées. La réponse théorique ainsi obtenue ne permet pas d'expliquer les phénomènes physique mis en jeu mais donne une indication sur le poids de chaque paramètre (appelé facteur dans le cadre des plans d'expériences). En fonction de ce qui est recherché (recherche d'un extremum, recherche nominal, débroussaillage, etc.), le type de plan choisi ne sera pas le même. Ainsi, avant toute réalisation d'un plan, il est important de se poser les bonnes questions et de bien avoir analysé le problème. Cette analyse du problème consiste à définir les facteurs c'est-à-dire les paramètres qui vont avoir une influence sur la réponse, leur domaine d'étude, leurs présomptions d'évolution (linéaire, logarithmique, etc.), leurs interactions, les contraintes expérimentales existantes ainsi que la variabilité du système. Une fois cette étape d'analyse finie, le type de plan peut être choisi. La construction du plan et sa réalisation dépendent principalement du nombre de facteurs, leur interaction, et le nombre de niveaux (c'est-à-dire valeur que va prendre le facteur) que l'on souhaite étudier. Une fois le plan réalisé, la dernière étape est l'analyse des résultats. Le modèle mathématique établi, les surfaces de réponse peuvent être tracées et l'importance des facteurs étudiés hiérarchisée.

3.2 Choix du plan

Au vue de ce que l'on cherche (un extremum sous contrainte) et de nos conditions opératoires, le plan Doelhart semble être le plus approprié. 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 (à condition que ce soit le dernier) 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 (aliases). Les facteurs et les domaines d'études choisis sont répertoriés dans le tableau 1.

| | Facteurs | Domaines | Evolution | Bornes / Contraintes |
|---|-----------------------|--------------|---------------|--|
| 1 | H_l | [5 à 25 cm] | Logarithmique | Max 25 cm (perte d'eau par entrainement) |
| 2 | $T_{cond}^{c,fs}$ | [2°C à 15°C] | Logarithmique | Min: 0°C |
| 3 | Q_{res} | [0 à 50 W] | Logarithmique | |
| 4 | $T_{ev}^{c,fs}$ | [5°C à 25°C] | Linéaire | T bain Chaud > T bain froid |
| | Espace de confinement | 2 mm / 4 mm | Linéaire | |

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

Le plan Doehlert n'impose pas le même nombre de niveaux aux facteurs suivant leur position. Ainsi, la hauteur de remplissage H_l (cf. Fig1) étant difficile à régler, elle est choisie comme facteur 1 ; facteur ayant le moins de niveau. Comme il est préférable de mettre la variable la plus linéaire en dernier, la température de consigne du fluide secondaire coté évaporateur $T_{ev}^{c,fs}$ a été choisie comme dernier facteur. Cependant, pour qu'il n'y ait pas d'inversion de circulation du fluide, il est indispensable que $T_{ev}^{c,fs}$ soit supérieure à $T_{cond}^{c,fs}$. Le dernier facteur sera donc en réalité $\Delta T = T_{ev}^{c,fs} - T_{cond}^{c,fs}$. Les deux autres facteurs $T_{cond}^{c,fs}$ et Q_{res} ont été fixés arbitrairement comme les facteurs 2 et 3. Comme l'espace de confinement accepte seulement deux niveaux, il ne peut pas être accepté comme un facteur dans le cadre du plan Doehlert et par conséquent, un plan d'expériences est réalisé pour chacun des deux espaces de confinement. Seul le plan d'expériences pour $e = 4$ mm est étudié dans ce papier.

4. Résultats expérimentaux

Lors de la réalisation du plan Doehlert pour $e = 4$ mm, des puissances allant de 0 à 461 W ont été mesurées par bilan sur le fluide secondaire. Le point au centre a été reproduit 4 fois. La variance expérimentale calculée de ces quatre essais est de 10,3. Les coefficients b obtenus pour le modèle mathématique tel que $Pu(W) = b_0 + \sum_{i=1}^4 b_i.X_i + \sum_{i=1}^4 b_{ii}.X_i^2 + \sum b_{ij}.X_i.X_j$ avec X_i coordonnées centrées du facteur i compris dans l'intervalle $[-1, 1]$ sont donnés dans le tableau 2.

| b0 | b1 | b2 | b3 | b4 | b11 | b22 | b33 |
|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| 233,74 | -40,4 | 62,36 | 53,68 | 232,32 | -137,34 | -39,83 | -47,96 |
| b44 | b12 | b13 | b14 | b23 | b24 | b34 | |
| 38,68 | 77 | 98,55 | 14,59 | 7,49 | 33,87 | 9,22 | |

Tableau 2: Coefficients du modèle mathématique obtenu par plan d'expériences

L'écart type du modèle obtenu est 16,5 W, l'intervalle de confiance de 33 W. La valeur du facteur b_0 donne la puissance obtenue pour le point au centre soit ici pour une hauteur de liquide $H_l = 15$ cm, $T_{cond}^{c,fs} = 8.5$ °C, $Q_{res} = 25$ W (soit dans le cadre de ce point $X = 9,5$ %) et $\Delta T = 9$ K. La puissance motrice théorique calculée pour ce point est $\Delta P = P_{sat}(T_{cond}^{c,fs}) - P_{sat}(T_{ev}^{c,fs})$ soit 8,9 mbar. Les valeurs des coefficients b_i et b_{ii} renseignent sur le poids de chaque facteur. Deux coefficients ont des valeurs absolues plus élevées que les autres : b_4 et b_{11} . Comme b_4 est supérieur à tous les autres coefficients (excepté b_0), le facteur de plus fort poids est le quatrième facteur soit le ΔT . Plus le ΔT est important, plus la puissance mesurée à l'évaporateur est importante. Bien que ceci ne paraisse pas surprenant, il est à noter qu'au vue de l'évolution de la courbe de saturation dans de telles gammes de pressions, le facteur ΔT ne peut être directement relié au ΔP . En effet, un même ΔT mais avec dans un premier cas un $T_{cond}^{c,fs}$ plus petit que dans un second cas conduira à une pression motrice ΔP plus petite dans le premier cas que dans le second cas. Ceci explique d'ailleurs le signe du coefficient b_2 . Plus $T_{cond}^{c,fs}$ est élevée, plus la puissance motrice augmente et plus la puissance échangée est importante. Ainsi, l'importance du facteur ΔT s'expliquera plutôt par les conditions de températures et pressions rencontrées dans la plaque. En effet, imposant un titre, le fluide entre dans la plaque avec une température égale à la température de saturation en entrée de la plaque soit $T_{sat}(P_{cond} + \rho g H_l)$. 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 le ΔT augmente. Le second coefficient de plus fort poids est le coefficient b_{11} soit H_l^2 . Ce coefficient nous renseigne sur la variation de la puissance en fonction de H_l . Celle-ci est fortement non linéaire. En effet, de faible hauteur de liquide vont entraîner des conditions favorables à l'ébullition puisque le fluide entre dans la

plaque avec une température proche de la température du condenseur. Cependant, comme le volume d'eau présent dans la plaque est faible, la hauteur de projection d'eau induite par la naissance d'une bulle est faible. Plus le volume est important, plus ces projections sont importantes (Fig.2). Mais, plus H_1 est importante, plus les conditions deviennent défavorables, le fluide frigorigène entrant avec une température proche voire plus élevée que le fluide secondaire. Ainsi un équilibre est à trouver.

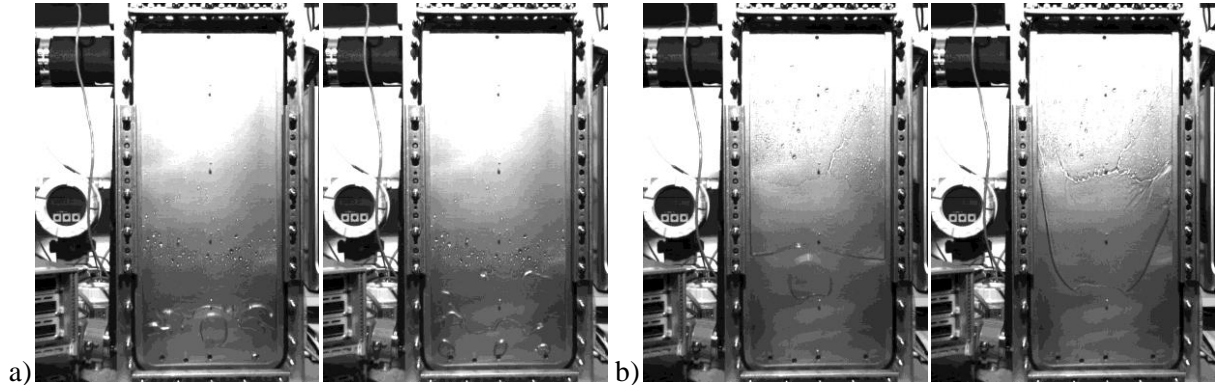


Figure 2: bulle et projection a) pour $H_1 = 5\text{cm}$ b) pour $H_1 = 15\text{cm}$

Le modèle mathématique ainsi obtenu prédit une puissance maximale de 530 W pour $H_1 = 16,9\text{ cm}$, $T_{\text{cond}}^{\text{c.fs}} = 14,2\text{ }^\circ\text{C}$, $Q_{\text{res}} = 45,5\text{ W}$ (soit un titre en entrée de 7,3 %) et $\Delta T = 13,7\text{ K}$ (soit $T_{\text{ev}}^{\text{c.fs}} = 27,9\text{ }^\circ\text{C}$ et $\Delta P = 21,5\text{ mbar}$). La puissance obtenue expérimentalement est de 512 W et est effectivement plus élevée que les puissances mesurées lors de la réalisation du plan. Plusieurs points de vérification ont été réalisés. Tous tombent dans l'intervalle de confiance du modèle.

5. Transposition du domaine d'étude expérimental en condition de fonctionnement d'un absorbeur idéal

5.1 Modèle

Le dispositif expérimental utilisé fonctionnant comme un thermosiphon, il est nécessaire de développer un modèle thermodynamique permettant de transposer les conditions expérimentales imposées en conditions de fonctionnement d'une machine à absorption. Un modèle thermodynamique a été développé sur Matlab dans ce sens, le but étant de retrouver les conditions de fonctionnement d'une machine à absorption LiBr/H₂O idéale (débit de solution infini) pour tous les points expérimentaux. Ce modèle est basé sur l'équilibre des phases liquide et vapeur – cas 1) dans le cas de notre expérience – cas 2) dans une machine à absorption idéale. On suppose donc dans le 1^{er} cas que la phase vapeur est à l'équilibre avec la phase liquide dans l'enceinte du condenseur. On a donc une égalité des enthalpies libres des deux phases $g_{\text{cond,l}}(P_{\text{cond}}, T_{\text{cond}}) = g_{\text{cond,v}}(P_{\text{cond}}, T_{\text{cond}})$. Dans le 2nd cas, on suppose que la phase vapeur est à l'équilibre avec la solution de LiBr dans l'absorbeur, d'où $g_{\text{sol}}(P_{\text{ev}}, T_{\text{abs}}, X_{\text{LiBr}}) = g_{\text{v}}(P_{\text{ev}}, T_{\text{abs}})$. Or pour que les deux systèmes soient comparables il faut que $\Delta g_{\text{cond}} = \Delta g_{\text{abs}}$. Comme la phase vapeur est la même dans les deux cas on a donc $g_{\text{cond,v}}(P_{\text{cond}}, T_{\text{cond}}) = g_{\text{v}}(P_{\text{ev}}, T_{\text{abs}})$. P_{cond} , T_{cond} , et P_{ev} étant connues il est possible de retrouver les conditions de température et de composition de la solution de LiBr à avoir dans l'absorbeur d'une machine à absorption idéale.

L'enthalpie de la solution de LiBr est calculée grâce aux relations développées par Kim et Infante Ferreira[7]. Le tableau 3 montre les résultats ainsi obtenus pour les points du plan d'expériences réalisés.

| | | | | | | | | | |
|----------------------|---------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $T_{ev}^{c,fs}$ (°C) | 17,5 | 11,87 | 19,38 | 13,74 | 15,62 | 18,49 | 10,88 | 16,51 | 12,75 |
| T_{cond} (°C) | 8,5 | 2,87 | 10,38 | 4,74 | 6,62 | 4,74 | 6,62 | 12,26 | 8,5 |
| T_{abs} (°C) | 42,29 | 35,47 | 44,56 | 37,75 | 40,02 | 43,73 | 34,1 | 40,77 | 36,33 |
| X_{LiBr} (-) | 0,5146 | 0,5115 | 0,5155 | 0,5126 | 0,5136 | 0,5165 | 0,5099 | 0,5121 | 0,5107 |
| g (kJ/kg) | -0,5633 | -0,019 | -0,842 | -0,1518 | -0,3331 | -0,1518 | -0,3331 | -1,1695 | -0,5633 |

Tableau 3: Résultats donnés par le modèle thermodynamique

Aux vues des valeurs affichées dans le tableau 3, les conditions expérimentales imposées sont similaires à celles rencontrées dans les machines à absorption réelles. Seuls les points les plus intéressants sont analysés dans la partie suivante.

5.2 Analyse des points intéressants

Le domaine d'étude expérimentale autorise des pressions motrices théoriques allant de 3,3 à 22 mbar. Ces pressions motrices sont cohérentes avec ce que l'on pourrait trouver dans une machine à absorption LiBr/H₂O classique [8]. Cependant, celles-ci ont parfois été obtenues pour une température à l'évaporateur supérieure à 20 °C, ce qui est un peu élevé. De plus, pour des pressions motrices inférieures à 6 mbar, la puissance frigorifique expérimentale mesurée est faible et très instable (puissance frigorifique mesurée cyclique). Ainsi pour la suite, seuls les points dont les pressions motrices sont comprises entre 6 et 9 mbar et dont la température d'évaporation est inférieure à 20 °C sont étudiés. Comme le modèle mathématique obtenu et les expériences ont montrés que le titre a une faible influence sur la puissance échangée à partir du moment où un titre même faible est présent, la puissance de chauffe imposée au niveau de la résistance a été fixée arbitrairement à 25 W (titre compris entre 7 et 10 % environ). La figure 3 montre les isocourbes obtenues à partir du modèle mathématique dans ces conditions, soit pour $Q_{res} = 25$ W, $\Delta T = 9$ K et $T_{cond}^{c,fs} = 2,87$ °C, 4,74 °C, 6,66 °C et 8,5 °C. Ces deux dernières conditions impliquent des pressions motrices respectivement de 6,4 mbar, 7,2 mbar, 8,0 mbar et 8,9 mbar.

La puissance frigorifique, comme attendu, augmente avec la pression motrice imposée. Cependant, cette amélioration est négligeable pour une faible hauteur de remplissage de la plaque. En effet, pour des faibles hauteurs de remplissage, la variation de pression entre la surface libre et le bas de la plaque est faible. Les conditions de pressions et de température sont favorables au déclenchement de l'ébullition. Cependant, le volume de liquide étant faible, la hauteur de projection d'eau sur la plaque due au départ d'une bulle est seulement de quelques centimètres. Le transfert par évaporation est donc peu important. Quelle que soit la pression motrice imposée, la hauteur de fluide optimale se situe entre 10 et 15 cm (soit entre 1/5 et 1/3 de la hauteur totale de la plaque). Passé cette longueur optimale, la puissance chute rapidement. Cela est encore dû aux conditions de pression et température dans la plaque. Plus la hauteur de liquide est importante, plus la pression en entrée de plaque est importante et par conséquent plus le liquide entre dans la plaque avec une température élevée. Or, comme la température de consigne du fluide secondaire ne change pas, les conditions imposent une ébullition majoritairement sous-refroidie. Ainsi, l'ébullition a du mal à se déclencher, la fréquence d'apparition d'une bulle devient de plus en plus faible. Le transfert de chaleur par ébullition puis évaporation devenant de plus en plus espacé dans le temps, la puissance passée est fortement dégradée.

La puissance maximale obtenue est de 233 W soit seulement la moitié de la puissance maximale obtenue avec le même dispositif expérimental. Une compréhension plus approfondie des phénomènes

régissant le départ de l'ébullition dans de telles conditions permettrait certainement d'améliorer cette puissance échangée.

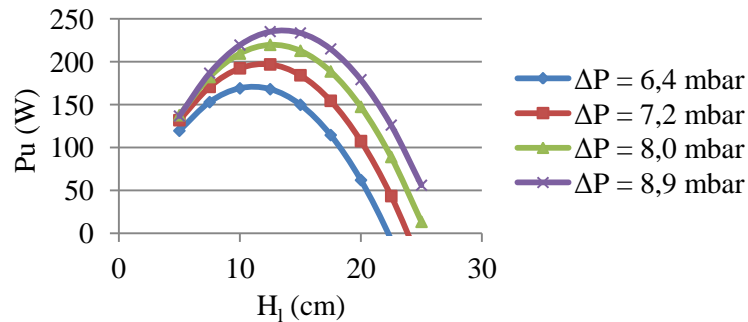


Figure 3 : Evolution de la puissance frigorifique en fonction de la hauteur de remplissage de la plaque pour quatre pressions motrices différentes ($Q_{res} = 25 \text{ W}$, $\Delta T = 9 \text{ K}$)

6. Conclusion

La mise en place d'un plan d'expériences nous a permis d'obtenir les points de fonctionnement optimaux de la plaque dans le domaine d'étude. Cependant la puissance frigorifique obtenue est plus faible que la puissance initialement espérée. Une meilleure connaissance des phénomènes régissant l'ébullition dans de telles conditions est nécessaire afin d'être en mesure d'initier le déclenchement de l'ébullition et d'améliorer la puissance échangée. Ainsi, des acquisitions vidéo vont être réalisées et un plan d'expériences sur plaque instrumentée va être réalisé.

Références

- [1] Estiot E., Natzer S., Harm M., Kren C., Schweigler C., 2006. Heat exchanger development for compact water/LiBr sorption systems, Proc. of the ASME Advanced Energy Systems Division.
- [2] Schnabel S., Scherr C., Weber C., 2008. Water as refrigerant – experimental evaluation of boiling characteristics at low temperatures and pressures, ISHPC 08, Seoul, Korea, paper 26.
- [3] Clause M., Leprieur J., Meunier F., 2011. Experimental test of plate evaporator for sorption refrigeration systems. ISHPC 11, Padova Italie, paper I-86.
- [4] Giraud F., Rullière R., Toublanc C., Clause M., Bonjour J., 2015. Experimental evidence of a new regime for boiling of water at subatmospheric pressure, Exp. Th. and Fl. Sci. Vol 60, p. 45-53
- [5] R. Rullière, B. Siedel, P. Haberschill, 2012. Experimental evaluation of bubble growth of water at very low pressure. *ECI 8th Int. Conf. On Boiling and Condensation Heat Transfer*. Switzerland.
- [6] Goupy J., 2000. Modélisation par les plans d'expériences. Technique de l'ingénieur R 275
- [7] Kim D. S., Infante Ferreira C. A., 2006. A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions. Int. J. of Refrigeration. Vol 29, p. 36-46
- [8] Goulet R., 2011. Development and analysis of an innovative evaporator/absorber for automotive absorption-based air conditioning systems. Ph.D. Thesis, 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.