

# Comparaison des performances de machines à absorption mettant en œuvre des solutions salines.

Romain COLLIGNON<sup>1\*</sup>, Amín ALTAMIRANO<sup>2</sup>, Alberto CORONAS<sup>3</sup>, Benoit STUTZ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire LOCIE UMR5271 USMB-CNRS  
Université Savoie Mont Blanc, 73376 Le Bourget du Lac

<sup>2</sup>Laboratoire LAFSET CNAM  
292 rue Saint Martin, 75141 PARIS Cedex 03

<sup>3</sup>Laboratoire CREVER – URV  
Avinguda Països Catalans, 26 - Campus Sescelades, ES 43007 – Tarragona (Spain)

\*(auteur correspondant : romain.collignon@univ-smb.fr)

**Résumé** – Ce travail porte sur le développement d'une machine à absorption biadiabatique H<sub>2</sub>O-LiBr couplant des échangeurs à plaque du commerce à des échangeurs de masse adiabatiques au niveau du désorbeur et de l'absorbeur. Les très faibles niveaux de pression de travail, (entre 7 et 50 mbar) ont conduit à proposer des géométries originales radiales pour ces derniers, conçues pour limiter les pertes de charge au niveau de la phase vapeur. Les premiers résultats expérimentaux obtenus avec la machine sont présentés et comparés à ceux obtenus avec une machine similaire, conçue avec des échangeurs à plaque du commerce, fonctionnant avec le mélange NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> et conduisant à des pressions de travail sensiblement plus élevées (entre 3 et 6 bar).

## 1. Introduction

La demande mondiale d'énergie devrait augmenter de 77 % entre 2000 et 2040 selon le scénario "Nouvelles politiques" de l'Agence internationale de l'énergie [1]. Un grand défi attend le plus grand contributeur à la consommation d'énergie et aux émissions de gaz à effet de serre dans le monde : le secteur du bâtiment [2], dont le besoin de refroidissement augmente également en raison de l'augmentation de la température moyenne mondiale [3]. Dans le secteur du bâtiment, le besoin de refroidissement des locaux a plus que triplé entre 1990 et 2016, et il devrait encore tripler d'ici 2050 [4]. Aujourd'hui, dans certains pays et régions du Moyen-Orient et des États-Unis, le refroidissement des locaux représente parfois plus de 70 % de la demande d'électricité résidentielle de pointe pendant les journées chaudes [4].

Les refroidisseurs à absorption constituent une alternative aux systèmes conventionnels et réduisent la dépendance aux combustibles fossiles [5] car ils peuvent fonctionner avec des sources d'énergie renouvelables et de la chaleur résiduelle [6]. Ces systèmes remplacent la compression mécanique standard par une compression chimique et possèdent différents avantages tels que de faibles coûts d'exploitation [5], des performances plus élevées par rapport aux autres technologies de refroidissement par la chaleur [7], et fonctionnent avec des réfrigérants naturels qui remplacent les hydrofluorocarbones (HFC) couramment utilisés qui seront progressivement interdits. Néanmoins, ces systèmes présentent quelques inconvénients pour les petites capacités comme un coût d'investissement initial élevé et des composants encombrants, qui sont deux facteurs importants directement corrélés [8]. En outre, une attention particulière doit être accordée aux systèmes de petite capacité car 70 % de l'augmentation des besoins en refroidissement des locaux d'ici 2050 proviendront du secteur résidentiel [4].

Il est donc nécessaire de réduire le coût des systèmes d'absorption de petite capacité. Au niveau de la machine, on considère que le principal potentiel de réduction des coûts réside dans la fabrication et la production à grande échelle [4, 8]. Les échangeurs de masse et de chaleur (l'absorbeur et le désorbeur) constituent les composants limitants des machines en termes de

taille, de performance et de coût. La dissociation des échangeurs de masse et de chaleur via la mise en œuvre d'échangeurs adiabatiques permet une alternative intéressante aux échangeurs tubes et calandre classiques [9, 10]. Le transfert de chaleur peut alors être réalisé dans des échangeurs à plaques connus pour leurs efficacité et compacité [11]. Le transfert de masse est effectué dans une chambre différente où la solution peut être distribuée ou dispersée sous différentes formes pour absorber ou désorber la vapeur du réfrigérant.

Une nouvelle géométrie de système de refroidissement à absorption H<sub>2</sub>O-LiBr à un étage avec une configuration bi-adiabatique est proposée. Le couple H<sub>2</sub>O-LiBr a été choisi comme couple de travail car c'est jusqu'à présent le fluide de travail le plus efficace pour le refroidissement positif. Cette nouvelle architecture permet d'éviter la production d'échangeurs spécifiques et d'utiliser uniquement des échangeurs de chaleur standard produits en série. La présente étude est divisée en trois parties. Dans la première section, l'architecture de la machine proposée est présentée et discutée.

## 2. Dispositif expérimental

### 2.1. Dispositif expérimental

Le schéma de la machine est donné en Figure 1. L'absorbeur (1) et le désorbeur (2) adiabatiques réalisés en impression 3D sont insérés dans des cuves équipées d'un distributeur de solution en partie haute, d'un réservoir de solution en partie basse et d'un niveau de liquide. Le niveau de solution dans la cuve désorbeur est régulé via un trop-plein. Un système de siphon permet de réguler la différence de pression entre le désorbeur et l'absorbeur. Le niveau de remplissage de solution dans la cuve absorbeur varie selon la concentration de la solution. L'absorbeur est alimenté en vapeur par l'évaporateur à plaque (3). La chaleur nécessaire à l'évaporation de l'eau est prélevée à la source froide ( $\dot{q}_f$ ). La vapeur émise par le désorbeur alimente le condenseur à plaques (4). La chaleur émise lors de la phase de condensation est transférée à la source intermédiaire ( $\dot{q}_{i-c}$ ). Les condensats sont acheminés du condenseur à l'évaporateur via un siphon (5) permettant de gérer la différence de pression entre les deux composants et un réservoir de stockage (6) permettant de réguler la quantité d'eau dans le système. La solution alimentant l'absorbeur adiabatique est refroidie par la même source intermédiaire ( $\dot{q}_{i-a}$ ) à l'aide de l'échangeur à plaque (7). La pompe (8) de 150 W fait recirculer la solution au niveau de l'absorbeur. La solution alimentant le désorbeur adiabatique est réchauffée par la source chaude ( $\dot{q}_c$ ) à l'aide de l'échangeur à plaque (9). La pompe (10) de 150 W fait recirculer la solution au niveau du désorbeur. Une partie de la solution pauvre au niveau de l'absorbeur est transférée au désorbeur pour y être régénérées. Un débit volumique identique de solution riche est transféré du désorbeur à l'absorbeur. La solution riche et chaude transférée à l'absorbeur cède sa chaleur à la solution pauvre et à température intermédiaire grâce à l'échangeur à plaque (11).

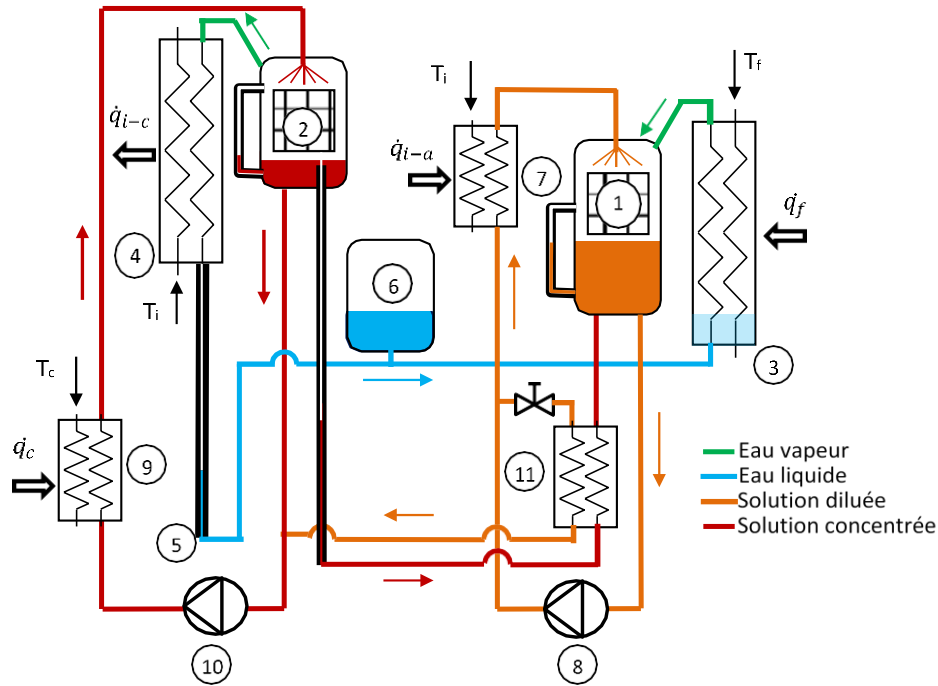


Figure 1 : Schéma de fonctionnement de la machine à absorption

## 2.2. Absorbeur et désorbeur adiabatiques

La nouvelle géométrie d'échangeurs adiabatiques conçue pour le refroidisseur à absorption de puissance frigorifique nominale de 2 kW est représentée sur la Figure 2 [12]. L'assemblage proposé comporte quatre composants principaux : le distributeur de solution, l'échangeur de sorption dans lequel la vapeur est générée par désorption à l'interface des films tombants, le séparateur de gouttelettes et le collecteur de solution. La solution entre dans le distributeur, (où se produit une évaporation flash dans le cas du désorbeur, permettant à la solution de se rapprocher de son état d'équilibre). La solution s'écoule ensuite le long de la structure 3D où elle absorbe ou désorbe de la vapeur d'eau. La faible cinétique de sorption par diffusion nécessite l'utilisation de films minces associés à un brassage du fluide, qui est obtenu par la structure cylindrique 3D. L'échangeur adiabatique lui-même (partie centrale) consiste en une structure cylindrique imprimée en 3D par addition de matière, elle est composée de barres horizontales, de supports verticaux et d'un support cylindrique central (Figure 2b et 2c). Les barres horizontales et les supports verticaux sont de section droite carrée avec des côtés mesurant 2 mm (vue détaillée de la Figure 2b). Les 40 barres horizontales sont réparties symétriquement sur le plan horizontal (Figure 2c) et répétées 19 fois le long de l'axe vertical (Figure 2b). De plus, les supports verticaux alternent entre chaque étape (vue détaillée de la Figure 2b) pour générer des perturbations de l'écoulement de la solution hydrodynamique, ce qui permet le renouvellement des couches limites thermiques et massiques et améliorant le phénomène de transfert de masse. Le nombre fixe d'axes horizontaux répartis symétriquement autour de l'axe de la structure permet une variation linéaire du diamètre hydraulique de la vapeur le long de la direction de l'écoulement. Cela permet de limiter les effets des pertes de charge liées à l'augmentation du débit de vapeur avec l'augmentation du rayon. La structure de l'échangeur a un diamètre extérieur de 200 mm et une hauteur de 220 mm (Figure 2b et 2c). Tandis que le support cylindrique interne a un diamètre externe de 25 mm et un diamètre interne de 20 mm (Figure 2c), soit un volume effectif de  $6,9 \times 10^{-3} m^3$ , pour 2 kW de puissance frigorifique nominale. Une surface d'échange effective peut également être calculée si chaque barre horizontale (Figure 2c) est considérée comme la largeur d'entrée de solution d'une surface de plaque qui se poursuit tout le long de l'axe vertical. Ainsi, 40 surfaces équivalentes à des

plaques sont présentes et la surface effective de l'échangeur serait égale à  $0,77 \text{ m}^2$  ( $40 * (0.1 - 0.0125) * 0.22$ ). La distance entre les axes verticaux pour une bonne qualité d'impression est de 5 mm (vue détaillée de la Figure 2b). Par contre, la distance verticale entre les axes horizontaux est de 10 mm (vue détaillée de la Figure 2b). Cette séparation verticale peut être réduite pour obtenir une structure plus dense au prix d'une augmentation du temps d'impression 3D.

Un séparateur de gouttes imprimé en 3D (2b) est situé sur le diamètre externe de la structure de l'échangeur de masse. Ce séparateur permet de piéger les gouttelettes de solution qui pourraient être emportées par le flux de vapeur du réfrigérant vers le condenseur afin d'éviter le mélange de la solution avec le réfrigérant liquide.

Enfin, le distributeur (Figure 2a et 2b) a été spécialement conçu pour générer un flux uniformément réparti sur l'échangeur adiabatique. Les tubes situés sur la face inférieure du distributeur de solution (Figure 2b) dépassent légèrement la surface inférieure pour assurer un écoulement de la solution dans le sens des tubes et éviter une redistribution sur la surface inférieure. De plus, des fentes au niveau du couvercle du distributeur (Figure 2a et b) permettent d'évacuer la vapeur de réfrigérant désorbée dans le distributeur.

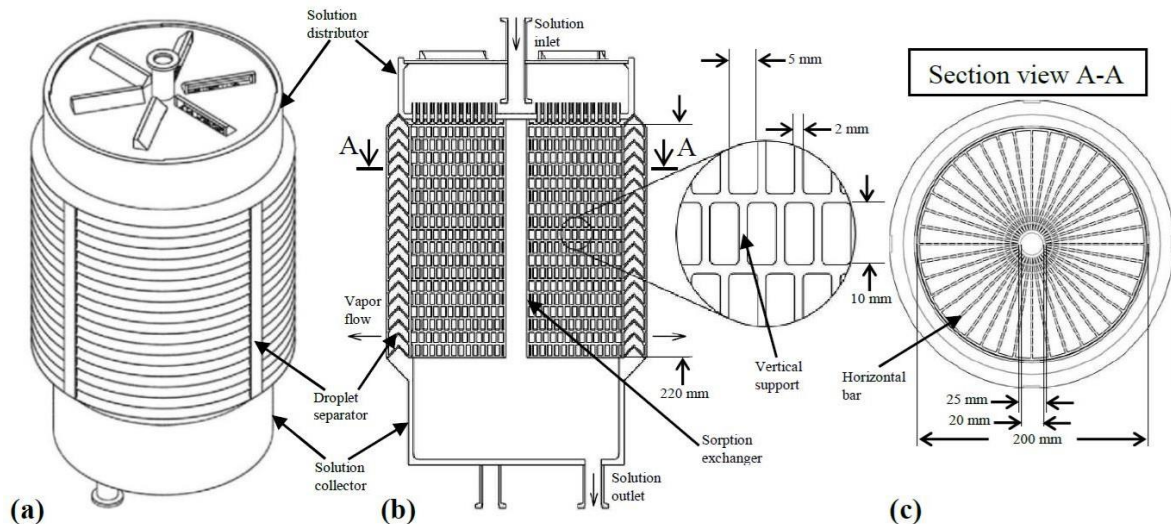


Figure 2 : Schéma des échangeurs adiabatiques [12]

### 2.3. Instrumentation

Les températures et débits des sources chaudes, froide et intermédiaires sont mesurées respectivement par des débitmètres électromagnétique KROHNE Type AF-E 400 et des thermocouples de type K. Les températures de solution sont mesurées à l'aide de sondes PT100 classe A. Les pressions hautes et basses sont mesurées à l'aide de capteurs piezo-resistifs Pfeiffer CPT 200. Le débit de la solution est mesuré à l'aide d'un débitmètre à ultrason KROHNE OPTISONIC 6000. L'acquisition des mesures est réalisée à l'aide d'une centrale Agilent 34970A. Les incertitudes de mesures sont récapitulées dans le tableau 1.

Capteur	Précision
thermocouples de type K	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$
PT100 class A	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
Débitmètres AF-E 400	$\pm 0,8\%$ valeur mesurée ( $0 \rightarrow 70^{\circ}\text{C}$ ) ; $\pm 1,5\%$ ( $70^{\circ}\text{C} \rightarrow 90^{\circ}\text{C}$ )
Débitmètres optisonic 6000	$\pm 3\%$ de valeur mesurée
Mesure pression CPT 200	$\pm 1\%$ de la valeur mesurée

Tableau 1 : Incertitudes de mesures

### 3. Résultats expérimentaux

Le point de fonctionnement nominal de la machine est le suivant  $T_{c,i} = 110^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{f,i} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{i,i} = 25^{\circ}\text{C}$  (température de l'air humide en entrée de la seconde batterie chaude (correspondant à une température d'air soufflé dans la pièce de  $32^{\circ}\text{C}$ ). Les températures de la solution en sortie de désorbeur et d'absorbeur sont respectivement de  $82^{\circ}\text{C}$  et  $37^{\circ}\text{C}$ . Les températures de saturation de l'eau en sortie de condenseur et d'évaporateur sont respectivement de  $15$  et  $30^{\circ}\text{C}$ . Les puissances électriques et thermiques sont respectivement de  $\dot{W} = 300 \text{ W}$  et  $\dot{q}_c = 3,6 \text{ kW}$ . Le COP froid de  $COP_f = \frac{\dot{q}_f}{\dot{q}_c} = 0,6$  et un COP froid électrique de  $COP_{f-e} = \frac{\dot{q}_f}{\dot{W}} = 7,3$ .

La représentation idéalisée du cycle thermodynamique sur le diagramme d'Oldham est donnée sur la Figure 7. Le taux de recirculation élevé (6) conduit à des écarts de concentration importants entre la solution riche et la solution pauvre et un faible débit de solution circulant entre l'absorbeur et le désorbeur. Cette configuration permet de limiter la destruction d'exergie au niveau de l'échangeur intermédiaire et s'accompagne d'un coefficient de performance élevé. On note que la concentration de la solution en sortie de désorbeur est proche de la saturation, ce qui présente un risque élevé de cristallisation. Pour réduire ce risque, il est possible de réduire le taux de recirculation. Ce faisant, on augmentera la puissance frigorifique de la machine mais au détriment de son coefficient de performance.

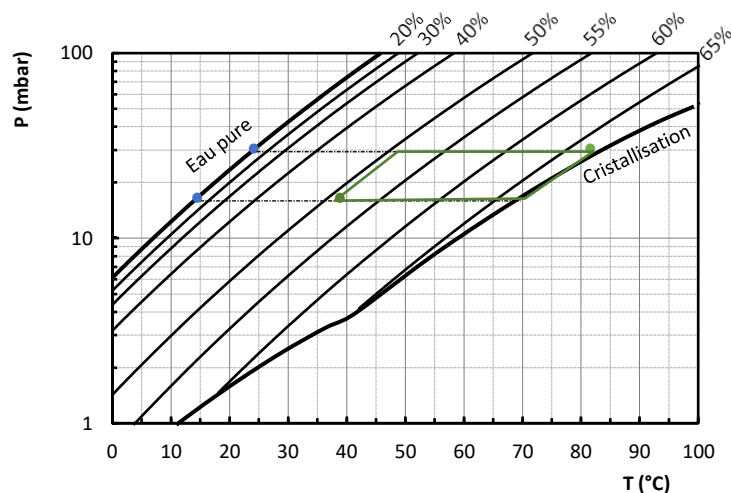


Figure 3 : Représentation du point nominal de fonctionnement de la machine dans le diagramme de Oldham

La performance de la machine dépend des écarts de température entre la source chaude et la source intermédiaire impactant le cycle moteur, et l'écart entre la source intermédiaire et la

source froide (cycle pompe à chaleur). La prise en compte conjuguée de ces deux effets peut être réalisé grâce au COP Carnot. Les Figures 7 et 8 comparent les évolutions du COP de la machine développée et celui d'une machine similaire développée au laboratoire CREVER en fonctionnant avec le couple  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ , et d'une puissance dix fois supérieure à la machine développée dans le cadre de la présente étude. Le couple  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  est une solution saline se comportant comme le couple  $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ . L'ammoniaque utilisé comme fluide frigorigène conduit à des pressions d'utilisation sensiblement supérieures à celle de l'eau, rendant le système beaucoup moins sensible aux pertes de charges dans la phase vapeur. La machine développée par le laboratoire CREVER met, tout comme la machine développée dans le cadre de cette étude, des échangeurs à plaque associée à une bouteille de séparation au niveau du désorbeur. La pression de travail permet d'utiliser un échangeur à plaque pour faire les transferts couplés de masse et de chaleur en injectant la vapeur et le liquide à la base de l'échangeur.

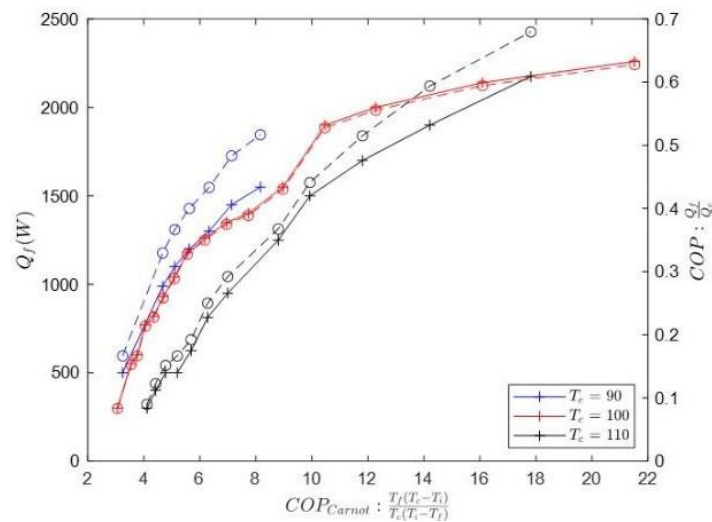


Figure 4 : Performances de la machine développée dans le cadre du projet CONFTER. Les puissances froides sont en trait plein tandis que les COP sont en traits pointillés.

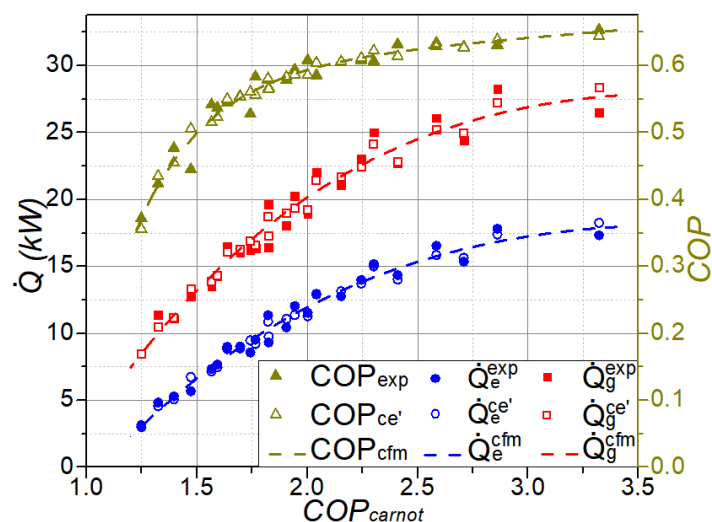


Figure 5 : Performances de la machine développée à CREVER

La puissance frigorifique de la machine H<sub>2</sub>O-LiBr est comprise entre 300 et 2200 W. Les mesures à très basse puissance correspondent aux cas particuliers où la température de la source froide est très proche du minimal atteignable, et voisine de 10°C. Bien que la puissance maximale corresponde au dimensionnement de la machine, ces puissances s'obtiennent à des niveaux de température supérieurs à ceux attendus.

Les performances de la machine à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O sont moins bonnes que celle de la machine NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, avec des COP plafonnant à des valeurs voisines de 0.65 pour de COP Carnot proche de 20. La machine NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> atteint des valeurs asymptotiques de COP voisin de 6 pour des COP Carnot beaucoup plus faibles. Ces différences s'expliquent par les pincements très élevés au niveau de l'évaporateur, causés par le mauvais fonctionnement de ce composant. La mise en place des films ruisselants devrait pouvoir réduire cet écart.

L'évaporateur avait été dimensionné pour travailler avec une efficacité de 0,9. L'efficacité mesurée est bien en deçà de la performance escomptée. Elle varie entre 0,33 et 0,4 en fonction de la température de saturation de l'eau, et donc de la pression de travail (Figure 6). Plus la pression est faible, plus l'efficacité est faible. L'impact du changement de mode de transfert dans l'évaporateur sur l'efficacité de l'évaporateur et de la machine fera l'objet de la prochaine campagne d'essais programmée au cours du premier semestre 2023.

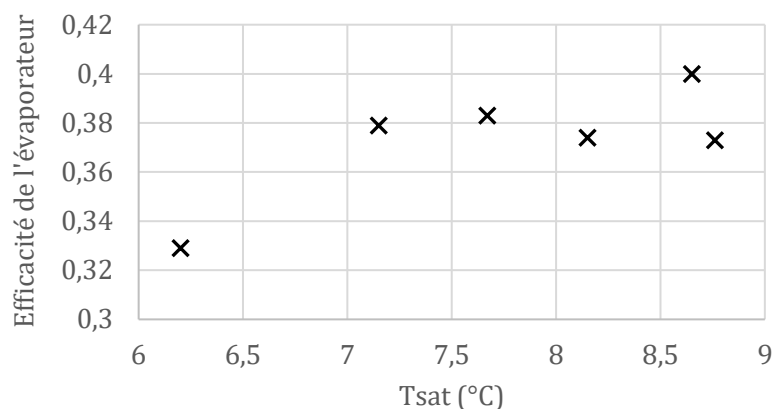


Figure 6 : Efficacité de l'évaporateur de la machine à absorption en fonction de la différence de température entre les deux fluides y circulant

## 4. Conclusion

Une machine à absorption bi-adiabatique H<sub>2</sub>O-LiBr a été développée mettant en œuvre des échangeurs à plaques du commerce. Les premiers résultats expérimentaux montrent une performance sensiblement inférieure à celles attendues, provenant d'une efficacité faible de l'évaporateur à plaque liées aux conditions de fonctionnement à basse pression de ce composant.

## Références

- [1] IEA, 2018a. World energy outlook.
- [2] Allouhi, A., Fouih, Y. El, Kousksou, T., Jamil, A., Zeraouli, Y., Mourad, Y., 2015. Energy consumption and efficiency in buildings : current status and future trends. J. Clean. Prod. 109, 118–130. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2015.05.139>
- [3] Aliane, A., Abboudi, S., Seladji, C., Guendouz, B., 2016. An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies. Renew. Sustain. Energy Rev. 65, 443–458. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.07.012>



- [4] IEA, 2018b. The Future of Cooling.
- [5] Wu, W., Wang, B., Shi, W., Li, X., 2014. An overview of ammonia-based absorption chillers and heat pumps. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 31, 681–707. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.021>
- [6] Dube, E., Cha, A., Agboola, O.P., Or, J., Fakeeha, A.H., Al-fatesh, A.S., 2017. Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide- water absorption cooling system. *J. Clean. Prod.* 151, 60–73. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.03.060>
- [7] Hassan, H.Z., Mohamad, A.A., 2012. A review on solar cold production through absorption technology. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16, 5331–5348. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.049>
- [8] Mugnier, D., Neyer, D., White, S., 2017. The Solar Cooling Design Guide: Case Studies of Successful Solar Air Conditioning Design. Ernst & Sohn.
- [9] Venegas, M., Arzoz, D., Rodríguez, P., Izquierdo, M., 2003. Heat and mass transfer in LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub> spray absorption system. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 30, 805–815. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(03\)00128-3](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(03)00128-3)
- [10] Ventas, R., Lecuona, A., Legrand, M., Rodríguez-Hidalgo, M.C., 2010. On the recirculation of ammonia-lithium nitrate in adiabatic absorbers for chillers. *Appl. Therm. Eng.* 30, 2770–2777. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.001>
- [11] Wang, L., Sundén, B., Manglik, R.M., 2007. Plate Heat Exchangers. Design, Applications and Performance. Wit Press. <https://doi.org/10.1081/E-EAFE>
- [12] Altamirano A., Le Pierrès N., Stutz B., Coronas A., 2021. Performance characterization methods for absorption chillers applied to an NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> single-stage prototype, *Appl. Therm. Eng.*, 185, 116435. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116435>.

## Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier la SATT LIKSIUM pour leur soutien à cette étude.