

Etude numérique et expérimentale d'une climatisation solaire à adsorption sur boucle géothermique

Oualid SOTEHI¹, Riad BENELMIR^{2*}, Damien DESCIEUX², Abba CHAKER¹

¹Laboratoire de Physique Energétique

Faculté des sciences exactes - Université de Constantine 1 - 2500 Constantine- Algérie

²Université de Lorraine - Faculté des Sciences et Technologies - Lab. LERMAB (usc INRA)

54500 Vandoeuvre-Les-Nancy

*(auteur correspondant : riad.benelmir@univ-lorraine.fr)

Résumé – Plusieurs études ont été réalisées sur la réfrigération solaire, en particulier les systèmes à absorption et à adsorption. Lizarte *et al.* ont conduit une étude expérimentale sur une machine à absorption fonctionnant au LiBr/H₂O pour une maison individuelle. Le prototype, de capacité frigorifique 4.5 kW, fonctionne avec une énergie thermique générée par 42 m² de champ de capteurs solaires sous vide. Les résultats présentent un COP journalier de 0.6. La différence majeure entre les systèmes à adsorption par rapport à l'absorption est la nécessité d'utiliser au moins deux absorbeurs. Par ailleurs, pour une même capacité de réfrigération, le système à adsorption nécessite une température de fonctionnement moins élevée. Cependant cette technologie est plus appropriée pour des capacités frigorifiques inférieures à 10 kW. Chang *et al.* a conçu une installation solaire à adsorption pour le chauffage et la climatisation avec un COP entre 0.33 et 0.49 et une capacité frigorifique de 7.8 kW. Le refroidissement de l'eau de la boucle moyenne température est une contrainte. En effet, l'utilisation d'un aéro-réfrigérant lorsque la température de l'air ambiant est élevée réduit les performances de l'installation. Le LERMAB dispose d'une plateforme expérimentale - ENERBAT - comprenant une machine frigorifique à adsorption couplée à des capteurs solaires ainsi qu'à un cogénérateur gaz. La dissipation de chaleur est assurée par un aéro-réfrigérant. Nous avons réalisé un champ de sondes géothermiques afin de basculer de la dissipation thermique par l'aéro-réfrigérant à l'injection géothermique lorsque la température ambiante extérieure devenait trop élevée. L'objectif est de déterminer la fonctionnelle décrivant la température de bivalence (de basculement). Une modélisation du système est menée avec TRNSYS et une confrontation expérimentale du modèle est effectuée au niveau de la plateforme ENERBAT.

NOMENCLATURE		
A	Surface d'échange, m^2	w, w^* taux d'adsorption instantané et à l'équilibre, $kg_{réfrigérant}/kg_{adsorbant}$
C_p	Chaleur spécifique, $kJ/(kg.K)$	COP Coefficient de performance de la machine
D_{s0}	Coefficient, (m^2/s)	
E	Efficacité d'échangeur de chaleur	<i>Indices</i>
L	Chaleur latente, kJ/kg	a Adsorbant (silicagel)
m	Masse, kg	ad Adsorbent
\dot{m}_f	Débit massique du fluide caloporteur, kg/s	ads Adsorption
ΔH	Chaleur iso-stérique d'adsorption, kJ/kg	cd Condenseur
P	Pression, Pa	ev Evaporateur
Q	Chaleur, kJ	in entrée
SCP	Puissance de refroidissement spécifique, kW/kg	out sortie
t	Temps, s	r Réfrigérant
T	Température, $^{\circ}C$	r,v Réfrigérant vapeur
U	Conductance globale, $W/m^2.K$	v Vapeur
		f Fluide caloporteur
		j Indice de fluide caloporteur

1. Introduction

Durant les dernières décennies, la consommation d'énergie due à la climatisation et à l'augmentation des exigences de confort des personnes ont dramatiquement augmentés dans la plupart des pays [1]. Les systèmes à sorption solaires peuvent être une solution durable pour ces problèmes.

Le système envisagé dans cette étude utilise le phénomène d'adsorption, le silica gel comme adsorbant, l'eau comme réfrigérant et l'énergie solaire comme source d'énergie. Ces machines fonctionnent avec deux niveaux de pression: la haute pression dans le générateur et le condenseur et la basse pression dans l'évaporateur et l'adsorbent.

Des recherches sont entreprises au niveau de la technologie du système et du couple d'adsorption. Plusieurs conceptions des systèmes de réfrigération à adsorption ont été étudiées dans la littérature dont on peut citer quelques exemples : Bidyut Baran Saha *et al.* [2] utilise un système de refroidissement à deux éléments d'adsorption utilisant le silica gel comme adsorbant et de l'eau comme adsorbat. L'étude numérique de K.C. Leong *et al.* [3] d'un système de réfrigération avec deux lits d'adsorption avec récupération de chaleur et de masse a montré les effets des dimensions du lit, de la conductivité thermique du lit, du débit de fluide caloporteur, de la température de génération et de la récupération de chaleur sur les performances du système.

Y. Hamamoto *et al.* [4] ont étudiés les performances du cycle d'un système de refroidissement à deux lits d'adsorption utilisant des fibres de carbone actif (ACF) / méthanol en tant que paire d'adsorbant / adsorbat. K.C.A. Alam *et al.* [5] ont conçu et étudié un système de refroidissement à quatre lits d'adsorption à deux étages avec le couple silica gel/eau. Nidal H. *et al.* [6] ont présentés une nouvelle conception d'une unité de réfrigération solaire à adsorption qui est composée de quatre lits adsorbant avec différents types de charbon actif (graines de jojoba, graines de palme, noix de coco et charbon activé). Ruud J.H. *et al.* [7] ont conçu et étudié expérimentalement un système de refroidissement à adsorption avec le couple silica gel / eau. Le système étudié dans ce travail est composé de deux lits adsorbants identiques, fonctionnant en opposition de phase afin d'assurer la production continue de froid.

2. Principe de fonctionnement du système à adsorption avec et sans récupération de la masse

Afin d'assurer la continuité du fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption on introduit un deuxième compartiment. Le principe de fonctionnement est comme suit (figure 1) : L'adsorbant du premier compartiment (Réacteur 2) est "régénéré" par chauffage (eau chaude issues des capteurs solaires - phase 1). La vapeur d'eau générée est entraînée par faible dépression vers le condenseur où elle se condense (phase 2). Le condensat, via une vanne de détente, s'écoule dans l'évaporateur à basse pression où il s'évapore (phase de production de froid). L'adsorbant du deuxième compartiment (Réacteur 1) maintient la basse pression en adsorbant la vapeur d'eau issue de l'évaporateur (phase 3). Ce compartiment doit être refroidi pour entretenir le processus d'adsorption (phase 4). Lorsque la production de froid diminue (saturation de l'adsorbant en vapeur d'eau), les fonctions des deux compartiments sont permutées (par ouverture et fermeture de clapets). Pour le système avec récupération de masse, durant la phase 3 le générateur (réacteur 2) est connecté à l'adsorbeur (réacteur 1) à travers la vanne 5. L'adsorbat s'évapore du générateur et est transféré directement vers l'adsorbeur jusqu'à l'équilibre des pressions. Les masses adsorbées et désorbées augmentent, ce qui conduit à une augmentation de la masse cyclée et par conséquent l'augmentation de la production frigorifique.

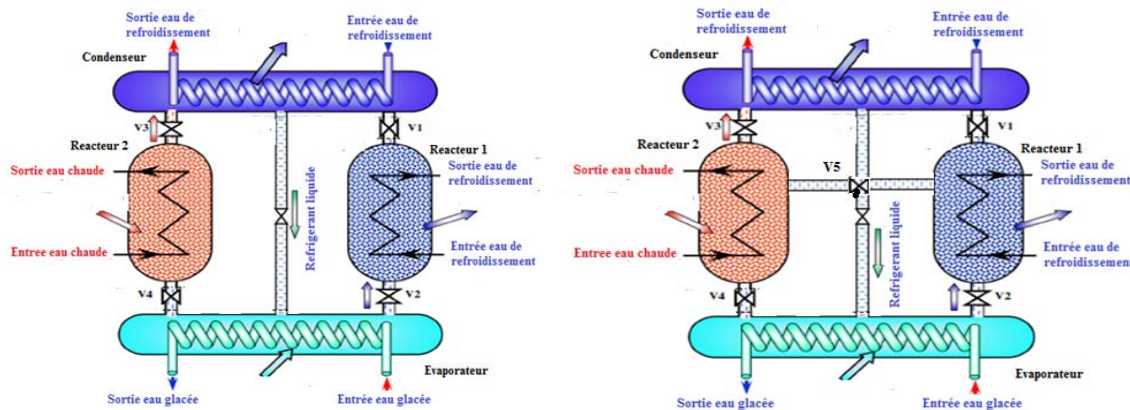


Figure 1 : système à adsorption à deux éléments sans et avec récupération de la masse

2.1. Modélisation du cycle de fonctionnement de la machine

Les bilans d'énergie et de masse pour chaque composant du système sont réalisés en régime non permanent.

2.1.1. Cinétique d'adsorption

La concentration de l'adsorbat (eau) dans l'adsorbant (gel de silice) à l'équilibre thermodynamique est calculée en utilisant la relation développée par Boelman [8].

$$w^* = 0.346 \left(\frac{P_s(T_w)}{P_s(T_s)} \right)^{1/1.6} \quad (\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}})$$

où $P_s(T_w)$ et $P_s(T_s)$ sont la pression de vapeur d'eau saturée, respectivement la température du réfrigérant (eau) et la température de l'adsorbant (silica gel). P_s est estimée par la relation de Freundlich [9]:

$$P_s = 0.0000888(T - 273.15)^3 - 0.0013802(T - 273.15)^2 + 0.0857427(T - 273.15) + 0.470937$$

Dans ce modèle, le taux d'adsorption ou de désorption instantané est régi par l'équation LDF (Linear Driving Force) Saha *et al.* [10]. Les coefficients de l'équation LDF pour le gel de silice/eau ont été déterminées par Chihara et Suzuki [11].

L'équation régissant la cinétique de transfert de masse s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial w}{\partial t} = k_s a_v (w^* - w) \quad (\text{kg}/(\text{kg}\cdot\text{s}))$$

avec le coefficient de transfert de masse effectif à l'intérieur des pores donné par:

$$k_s a_v = F_0 \frac{D_s}{R_p^2} \quad (\text{s}^{-1})$$

La diffusivité effective est définie comme suit :

$$D_s = D_{s0} e^{-E_a/RT} \quad (\text{m}^2/\text{s})$$

avec :

$$D_{s0} = 2.54 \cdot 10^{-4} \text{m}^2/\text{s}, R_p = 1.7 \cdot 10^{-4} \text{m}, E_a = 4.2 \cdot 10^4 \text{J/mol}, F_0 = 15 \\ R = 8,314 \text{J/mol K}$$

2.1.2. Bilans d'énergie

Bilan d'énergie à l'adsorbent (ou désorbent)

Les bilans d'énergie dans l'adsorbent et le désorbent sont décrits par des équations similaires. On suppose que la température, la pression et le teneur d'adsorbant sont uniformes dans tout le compartiment. Le transfert de chaleur peut être décrit comme suit où $\delta = 0$ si le compartiment concerné fonctionne comme un **désorbent** et $\delta = 1$ si le compartiment concerné fonctionne comme un **adsorbent** :

$$(m_{ad} c_{ad} + m_a c_a + m_a w c_p) \frac{dT_a}{dt} = m_a \Delta H_{ads} \frac{dw}{dt} + \delta m_a c_{p,r,v} [\varphi (T_{ev} - T_a) + \\ (1 - \varphi) (T_{r,v} - T_a)] \frac{dw}{dt} + \dot{m}_{f,ad} c_{p,f} (T_{j,in} - T_{j,out}) \quad (\text{kW})$$

Si $\varphi = 1$ l'adsorbent est connecté à l'évaporateur et si $\varphi = 0$ l'adsorbent est connecté au désorbent. Le terme à gauche représente la chaleur déstockée (accumulée) par la structure du réacteur, l'adsorbant (silica-gel) et l'adsorbant (eau). Les termes à droite représentent, respectivement, la puissance thermique d'adsorption (désorption), la chaleur apportée par la vapeur d'eau entrant dans l'adsorbent (nulle pour désorbent), la chaleur apportée par la vapeur d'eau lors de la récupération de la masse (pour le système avec transfert de masse) et la puissance de chauffage (ou refroidissement).

Bilan d'énergie au condenseur

Le bilan d'énergie dans le condenseur peut être décrit comme suit:

$$(m_{r,cd} c_{p,r} + m_{cd} c_{cd}) \frac{dT_{cd}}{dt} = - m_a \frac{dw_{des}}{dt} L_v - m_a c_{p,r,v} \frac{dw_{des}}{dt} (T_{gn} - T_{cd}) + \dot{m}_{f,cd} c_{p,f} (T_{j,in} - T_{j,out}) \quad (\text{kW})$$

Le terme à gauche correspond au déstockage de chaleur du réfrigérant (l'eau) et de la structure du condenseur. Les termes à droite sont, respectivement, la chaleur latente de condensation, la chaleur du refroidissement de l'adsorbant venant du générateur et la chaleur transférée à l'eau de refroidissement.

Bilan d'énergie à l'évaporateur

Le bilan d'énergie dans l'évaporateur peut être décrit comme suit:

$$(m_{ev}c_{ev} + m_{r,ev}c_{p,r}) \frac{dT_{ev}}{dt} = -m_a \frac{dw_{ads}}{dt} L_v - m_a \frac{dw_{des}}{dt} c_{p,r} (T_{cd} - T_{ev}) + \dot{m}_{f,ev} c_{p,f} (T_{j,in} - T_{j,out}) \quad (\text{kW})$$

Le terme à gauche représente l'accumulation de chaleur par la structure de l'évaporateur et le réfrigérant (eau). Les termes à droite sont, respectivement, la chaleur latente de vaporisation, la chaleur sensible de refroidissement du condensat et la puissance frigorifique.

La température de sortie de l'eau glacée peut être calculée par la par la moyenne logarithmique de la différence de température (LMTD) :

$$LMTD = \frac{(T_{j,in} - T_a) - (T_{j,out} - T_a)}{\ln \frac{(T_{j,in} - T_a)}{(T_{j,out} - T_a)}} \quad UA = \frac{Q_{ads/des}}{LMTD} \quad Q_{ads/des} = \dot{m}_j c_p (T_{j,in} - T_{j,out})$$

Bilan de masse

Le bilan massique du fluide frigorigène dans l'évaporateur est exprimée par :

$$\frac{dm_{r,ev}}{dt} = -m_a \left(\frac{dw_{ads}}{dt} + \frac{dw_{des}}{dt} \right)$$

Efficacité des échangeurs et coefficient de performance

Efficacité des échangeurs

Efficacité de l'adsorbent/désorbent :

$$E_{ad} = 1 - \exp \left(\frac{-U_{ad} \cdot A_{ad}}{\dot{m}_{f,ad} C_{p_{f,ad}}} \right)$$

Efficacité du condenseur :

$$E_{cd} = 1 - \exp \left(\frac{-U_{cd} \cdot A_{cd}}{C_{min,cd}} \right) \quad \text{avec :} \quad C_{min,cd} = \min(\dot{m}_{r,cd} C_{p_r} ; \dot{m}_{f,cd} C_{p_{f,cd}})$$

Efficacité de l'évaporateur :

$$E_{ev} = 1 - \exp \left(\frac{-U_{ev} \cdot A_{ev}}{C_{min,ev}} \right) \quad \text{avec :} \quad C_{min,ev} = \min(\dot{m}_{r,ev} C_{p_r} ; \dot{m}_{f,ev} C_{p_{f,ev}})$$

Notre étude repose sur des essais expérimentaux pour une machine du fabricant SORTECH. Les efficacités moyennes sont évaluées comme suit :

$$E_{ad} = 0,88 \quad E_{cd} = 0,76 \quad E_{ev} = 0,84$$

2.1.3. Coefficient de performance de l'installation

On néglige l'énergie consommée par les circulateurs et autres accessoires :

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gn}}$$

Capacité frigorifique de l'installation :

$$Q_{ev} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{f,ev} c_{p_{f,ev}} (T_{ev,in} - T_{ev,out}) dt}{t_{cycle}}$$

Puissance de chauffage :

$$Q_{gn} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{f,gn} c_{p,f,gn} (T_{gn,in} - T_{gn,out}) dt}{t_{cycle}}$$

Puissance de refroidissement spécifique :

$$SCP = \frac{Q_{ev}}{m_a}$$

avec :

$$\begin{aligned} m_a &= 50 \text{ kg}, \Delta H_{ads} = 2800 \text{ kJ/kg}, L_v = 2500 \text{ kJ/kg}, m_{cd} = 24.28 \text{ kg}, m_{ev} = 12.45 \text{ kg}, \\ C_{cd}, C_{ev} &= 0.386 \text{ kJ/kg.K}, C_{p_{r,v}} = 1.85 \text{ kJ/kg.K}, C_{ad} = 0.905 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}, \\ C_a &= 0.924 \text{ kJ/kg.K}, C_{pr} = 4.18 \text{ kJ/kg.k}, m_{r,ev} = 10 \text{ kg}, UA_{ev} = 3420 \text{ W/K}, \\ UA_{cd} &= 6090 \text{ W/K}, UA_{ad} = 3570 \text{ W/K}, m_{ad} = 64.04 \text{ kg}, \dot{m}_{f,ad} = 1.6 \text{ m}^3/\text{h}, \\ \dot{m}_{f,cd} &= 3.7 \text{ m}^3/\text{h}, \dot{m}_{f,ev} = 2 \text{ m}^3/\text{h}, T_{ev,in} = 15^\circ\text{C}, T_{cd,in} = 27^\circ\text{C}, T_{gn,in} = 72^\circ\text{C} \end{aligned}$$

3. Résultats et discussions

Pour la résolution des équations du modèle, nous avons utilisé le logiciel Simulink. Le modèle permet d'analyser et d'étudier l'influence des différents paramètres sur les performances du système.

3.1. Variation de la température entrée/sortie des lits adsorbants en fonction du temps

La figure 3 présente la variation des températures entrée/sortie d'eau des lits adsorbants en fonction du temps. On a une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et numériques. Les températures présentent une variation régulière selon la succession des phases d'adsorption et de désorption pour une durée moyenne de cycle de l'ordre de 14 mn.

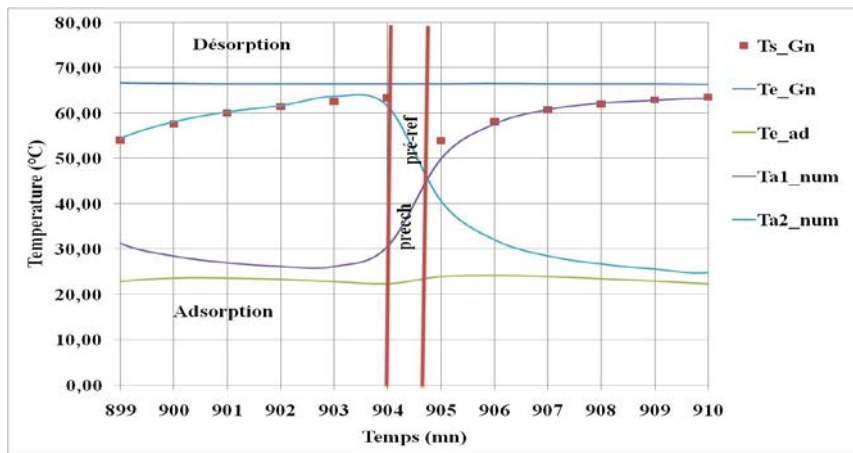


Figure 3 Température à l'entrée et à la sortie du générateur et de l'adsorbant

La température de sortie d'eau des lits adsorbants varie entre la température d'entrée d'eau chaude (66°C) qui est la puissance motrice pour la désorption et la température d'entrée d'eau de refroidissement (24°C) lors du refroidissement du lit adsorbant durant la phase d'adsorption. Ce comportement est dû à la succession des phases adsorption/désorption et à la permutation de rôle entre les deux compartiments. En phase de désorption, la puissance thermique empruntée à l'eau de chauffage diminue durant l'évolution du procédé de désorption, ce qui est illustré par l'augmentation de la température de sortie d'eau du désorbant. En effet, une grande part de l'apport thermique est accumulée par la structure du réacteur et par l'adsorbant (silicagel) alors qu'une faible part est réservée au processus de désorption. Lorsque cette température atteint sa valeur maximale le compartiment est parfaitement chauffé permettant ainsi la désorption de l'eau. En phase d'adsorption, la puissance thermique dissipée dans l'eau

de refroidissement diminue durant l'évolution du procédé d'adsorption, ce qui est illustré par La diminution de la température de sortie d'eau du désorbeur. De manière similaire, une grande part du rejet thermique correspond au refroidissement de la structure du réacteur et de l'adsorbant (silicagel) alors qu'une faible part est réservée au processus de d'adsorption. Alors que lorsque la température atteint sa valeur minimale le compartiment est refroidi est le silica gel commence à adsorber la vapeur d'eau.

Les valeurs numériques et expérimentales de la température de sortie d'eau du condenseur (figure 4) varient en fonction du cycle et fluctuent entre 25°C et 29°C.

La figure 5 représente les valeurs numériques et expérimentales des températures entrée/sortie du circuit d'eau froide à l'évaporateur. On remarque que la température de sortie fluctue entre 11 °C et 13 °C avec une production de froid continue pour un cycle de 14 mn.

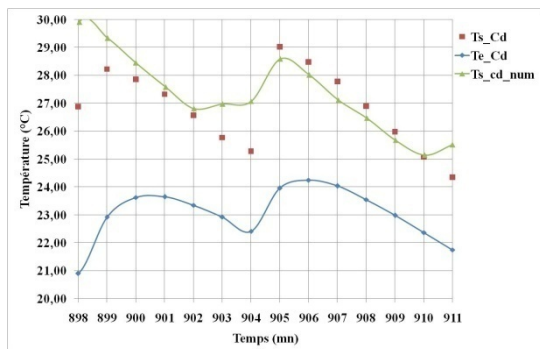


Figure 4 : Températures entrée/sortie condenseur expérimentales et numériques

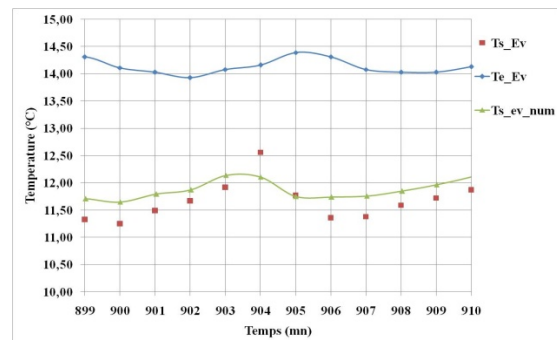
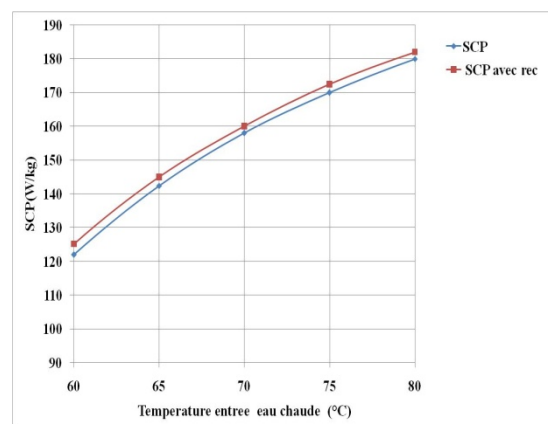
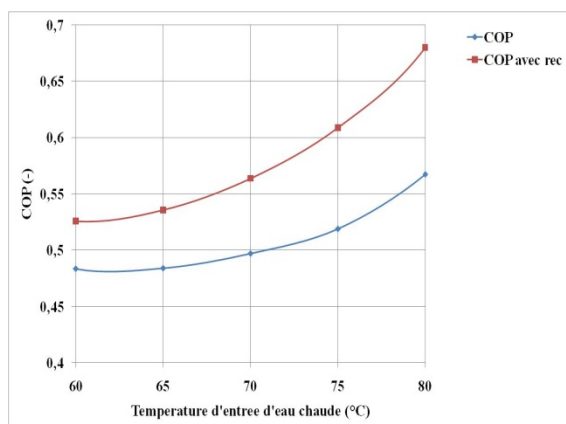


Figure 5 : Températures entrée/sortie évaporateur expérimentales et numériques

3.2. Etude paramétrique du système

3.2.1. Effet de la température de chauffage

La confrontation du modèle aux résultats expérimentaux a permis sa validation afin de permettre son utilisation en simulation. La figure 6 représente l'effet de la température de chauffe sur les performances de la machine. Le coefficient de performance (COP) de la machine ainsi que la quantité de froid produite augmentent avec la température de génération. La performance est encore meilleure dans le cas de récupération de masse.



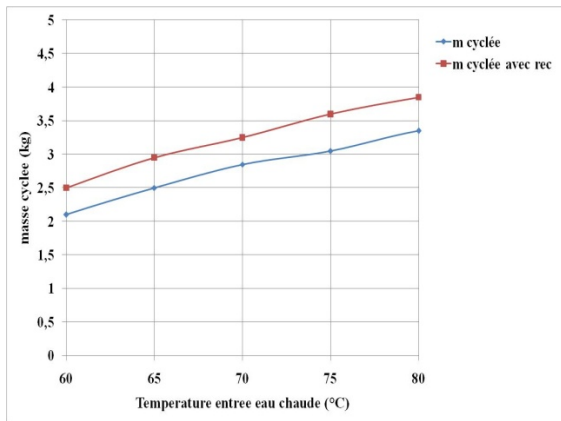


Figure 6 : Effet de la température d'entrée au désorbeur sur le COP, SCP et masse cyclée avec et sans récupération de masse ($T_{cd_in}=27^{\circ}\text{C}$, $T_{ev_in}=15^{\circ}\text{C}$)

3.2.2. Effet de la température de refroidissement

L'effet de la température de refroidissement sur le COP et le SCP est présenté dans la figure 7. L'augmentation de la température de refroidissement diminue la performance de la machine.

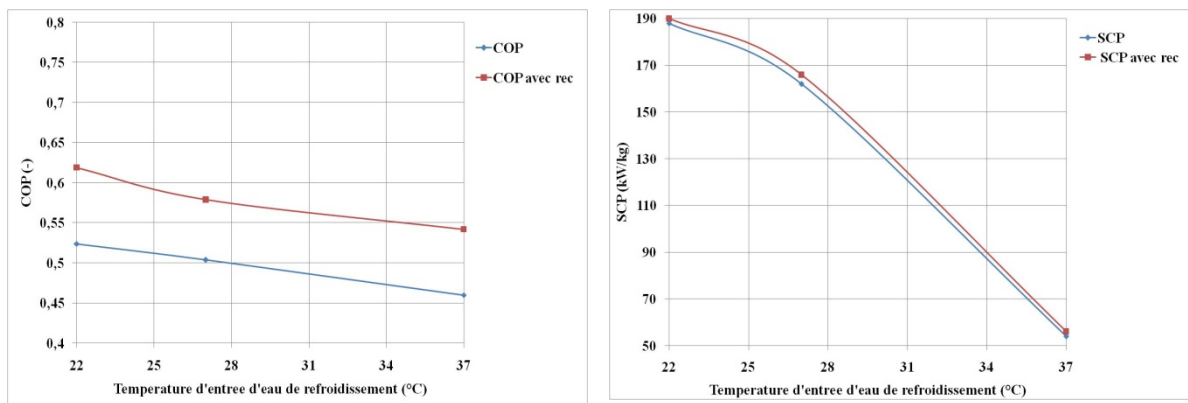


Figure 7 : Effet de la température d'entrée de l'eau de refroidissement sur le COP et SCP pour un système à deux éléments avec et sans récupération de la masse ($T_{gn_in}=62^{\circ}\text{C}$, $T_{ev_in}=15^{\circ}\text{C}$)

4. Conclusion

Ce travail présente une modélisation d'un système de réfrigération solaire par adsorption en utilisant le couple silica-gel/eau suivie d'une confrontation des résultats numériques à des résultats expérimentaux issus d'une plateforme technologique (ENERBAT) intégrant une machine frigorifique à adsorption alimentée par un champ de capteurs solaires [12]. Le modèle développé a fait l'objet de simulations permettant de vérifier l'impact de certains paramètres sur la performance globale de la machine. Le modèle numérique développé permet également de simuler le transfert de chaleur et de masse des procédés d'adsorption et de régénération. Ceci nous a permis d'étudier l'influence des températures de générateur, du condenseur sur les performances de la machine. Outre la nécessité d'augmenter la température de chauffage et de réduire la température de refroidissement afin d'améliorer la performance de la machine, ce modèle a permis de confirmer l'intérêt du transfert de masse. Ce modèle constitue une base pour des études d'optimisation technico-économiques futures.

Références

- [1] Clito F.A. Afonso, Recent advances in building air conditioning systems, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1961–1971.
- [2] Bidyut Baran Saha, Anutosh Chakraborty, Shigeru Koyama, Yu I. Aristov; A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel–water system; *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 516–524.
- [3] K.C. Leong, Y. Liu; System performance of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle: A parametric study; *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 2703–2711.
- [4] Y. Hamamoto, K.C.A. Alam, B.B. Saha, S. Koyama, A. Akisawa, T. Kashiwagi; Study on adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon fibers. Part 2. Cycle performance evaluation; *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 315–327.
- [5] K.C.A. Alam, A. Akahira, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi ; A four-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle driven by low temperature waste/renewable heat source; *Renewable Energy* 29 (2004) 1461–1475.
- [6] Nidal H. Abu Hamdeh, Mu'taz A. Al-Muhtaseb, Optimization of solar adsorption refrigeration system using experimental and statistical techniques, *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1610–1615.
- [7] Ruud J.H. Grisel, Simon F. Smeding, Robert de Boer; Waste heat driven silica gel/water adsorption cooling in trigeneration; *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1039–1046.
- [8] Boelman, E.C., Saha, B.B. and Kashiwagi, T. Computer simulation of a silica gel–water adsorption refrigeration cycle—the influence of operating conditions of cooling output and COP. *ASHARE Transactions*. 1995, pp. 348–355
- [9] Wang, D.C. Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction. *International Journal of Refrigeration*. 2005, Vol. 28, pp. 1073–1083
- [10] Saha, B. B. 'Study on an activated carbon fiber ethanol adsorption chiller: Part I- system description and modelling. *International Journal of Refrigeration*. 2007, Vol. 30, pp. 86 – 95
- [11] Chihara K, Suzuki M. Air drying by pressure swing adsorption. *Journal of Chemical Engineering of Japan*. 1983, Vol. 16, 4, pp. 293–299.
- [12] R. Benelmir, N. Ghilen, M. El Ganaoui, D. Deuscieux, S. Gabsi, “Energy Tri-Generation: Combined Gas Cogeneration/Solar Cooling”, *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering*, Vol.7, No. 2 (2014) 79-85. DOI: 10.5383/ijtee.07.02.004

FINANCEMENT DU PROJET (plateforme ENERBAT) PAR :

