

Machine frigorifique solaire à adsorption

A.ALAMI.¹, BENZAAMA.M¹, LEKHAL.M.C¹, MAKHLOUF.M¹, KHALFIA¹

¹Djillali Liabes University of Sidi Bel Abbes, Laboratory of materials and reactive systems LMSR, BP 89, Cité Ben M'Hidi Sidi Bel Abbes, 22000 - ALGERIE

Résumé Le présent travail porte sur une analyse thermodynamique d'un système de production de froid par adsorption alimenté par l'énergie solaire. Une comparaison entre les performances de deux couples de travail sont choisis pour cette étude avec Zéolithe/H₂O et AC35/Méthanol. Une modélisation mathématique du système proposé a été effectuée en appliquant des modèles d'analyse énergétique en utilisant les équations d'équilibres thermodynamiques du DUBININ et RADUSHKEVICH. On a calculé et comparé aussi la production frigorifique et le coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation et de génération, arrivant à la conclusion que le AC/35/Méthanol a une meilleure production frigorifique et performance que le deuxième couple.

Mots clés: machine frigorifique, énergie solaire, adsorption, coefficient de performance

I. INTRODUCTION

L'augmentation de la consommation d'énergie thermique et électrique sont progressive avec les émissions des gaz à effet de serre afin d'utiliser les énergies fossiles et éloigner les sources naturelles propre. Dans notre travail nous avons proposé une modélisation mathématique d'une machine frigorifique à adsorption solaire. Cette technologie est considérée comme une bonne possibilité de réduire la consommation électrique et a un intérêt croissant en raison de leur potentiel de stockage de chaleur, et l'utilisation de fluide frigorigène propre et écologique [1,2]. Un certain nombre de cycles de l'adsorption solide/vapeur ont été développés pour la réfrigération [3,4], fabrication de glace [5], surgélation [6] et d'énergie thermique stockage [7,8]. Le fonctionnement des systèmes à adsorption inclut des processus thermodynamiques en régime non-stationnaire en alternance avec des processus thermodynamiques quasi-stationnaires.

II. DESCRIPTION DU CYCLE

Une machine frigorifique solaire à adsorption comprend les mêmes composants qu'un système à compression de vapeur classique, sauf qu'il utilise, un générateur adsorbant/desorbeur (thermo compresseur) au lieu d'un compresseur mécanique, notre installation est illustrée dans la figure 1.

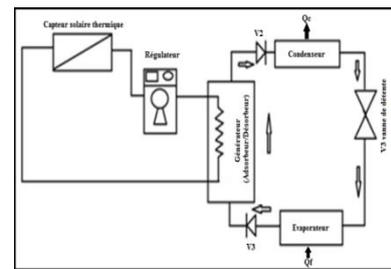


Fig1. machine frigorifique solaire à adsorption

Les processus du cycle thermodynamique sont:

- *Processus 1-2:* chauffage isostérique ($m_{max} = m(T_g, P_g)$) du générateur dans lequel il y a le lit adsorbant solide (zéolithe/charbon actif) qui reçoit Q_{12} d'une source thermique extérieure qui a la température thermodynamique moyenne.
 - *Processus 2-3:* chauffage du générateur qui reçoit Q_{23} ayant comme conséquence la désorption du réfrigérant (H₂O/Méthanol) en état gazeux ; les vapeurs vont se condenser dans le condenseur en cédant Q_{cond} vers l'environnement qui a la température thermodynamique moyenne.
 - *Processus 3-4:* refroidissement isostérique ($m_{max} = m(T_g, P_c)$) du générateur qui cède Q_{34} vers l'environnement.
- Processus 4-1:* refroidissement du générateur G ayant comme conséquence l'adsorption du réfrigérant en état gazeux; on cède Q_{41} vers l'environnement; dans le même temps se déroule le processus d'évaporation du réfrigérant qui vient du condenseur en traversant la vanne de laminage dans l'évaporateur qui reçoit Q_{ev} d'une source externe (l'utilisateur de froid).

III. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

la quantité de chaleur introduite dans le générateur pour chaque kilogramme d'adsorbant solide est:

$$Q_{1-2} = \int_{T_{S1}}^{T_g} M_s \cdot (C_{PS} + m_{adsorbant} \cdot C_{pf}) \cdot dT \quad (1)$$

$$Q_{2-3} = \int_{T_{S1}}^{T_g} M_s \cdot Q_{st} \cdot \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T} \right)_p \cdot dT \quad (2)$$

avec $ma(T)$ c'est la masse d'adsorbant contenue à chaque instant dans l'adsorbant est calculé par la corrélation de

DUBININ et ASTAKHOV , [9]et donner par la relation suivante:

$$ma(P, T) = \rho(T) \cdot \omega_0 \cdot \exp\left\{-D \left[T_{adsorbant} \cdot \ln\left(\frac{P_S(T)}{P}\right)\right]^n\right\}$$

Au niveau de condenseur l'enthalpie dégagée par la vapeur

$$Q_{cond} = M_s \cdot L(T_{cond}) \cdot \int_{T_{s1}}^{T_g} \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T}\right)_p \cdot dT \quad (3)$$

Au niveau de générateur La chaleur cédée de chaque kilogramme d'adsorbant solide :

$$Q_{3-4} = \int_{T_{s2}}^{T_a} M_s \cdot (C_{ps} + mad \cdot C_{pf}) \cdot dT \quad (4)$$

Pour les couples Zéolithe-H2O et AC35/méthanol Douss et Meunier [10] ont présenté les coefficients ω_0 et D et n

La chaleur isostérique d'adsorption est une donnée primordiale pour le calcul des bilans énergétiques d'un cycle à adsorption, celle-ci est reliée aux isothermes d'adsorption par l'équation de Clapeyron

$$Q_{st} = R \cdot T^2 \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right) \quad (5)$$

On a :

$$\ln P_S(T) = a(m) + b(m)$$

avec

$$a(m) = a_0 + a_1 m + a_2 m^2 + a_3 m^3$$

$$b(m) = b_0 + b_1 m + b_2 m^2 + b_3 m^3$$

d'ou a(m) et b(m) sont des fonctions polynomiales en fonction de la masse adsorbé est donné..

$$Q_{4-1} = \int_{T_{s2}}^{T_g} M_s \cdot Q_{st} \cdot \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T}\right)_p \cdot dT \quad (6)$$

Au niveau de l'évaporateur l'enthalpie extraite à laquelle s'ajoute la chaleur sensible à fournir pour abaisser la masse d'adsorbant de T_c à T_e :

$$Q_{ev} = M_s \cdot L(T_e) \cdot \int_{T_{s2}}^{T_a} \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T}\right)_p \cdot dT$$

$$- M_s \cdot C_{pf} \left[\int_{T_{s2}}^{T_a} \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T}\right)_p \cdot dT \right] \cdot \int_{T_{ev}}^{T_{cond}} dT \quad (6)$$

Le coefficient de performance frigorifique:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{1-2} + Q_{2-3}} \quad (7)$$

IV. ANALYSE ET DISCUSSIONS :

L'étude thermodynamique du cycle à adsorption a été effectué en faisant un bilan thermique au niveau de trois des éléments du circuit (générateur, évaporateur, condenseur) pour chacune des phases de cycle.

Pour les deux couples zéolithe/H2O et AC35/méthanol comme des couples adsorptifs

les conditions de fonctionnement sont données respectivement: température d'adsorption $T_{ad,z} = 45^\circ C$, $T_{ad,c} = 55^\circ C$, et la température d'évaporation $T_{ev,z} = 10^\circ C$, $T_{ev,c} = 10^\circ C$, température de condensation $T_{cond} = 40^\circ C$ et température de régénération $T_{g,z} = 80^\circ C$, $T_{g,c} = 100^\circ C$

D'après les figures 2 et 3, la chaleur de désorption représente 52 % de la chaleur totale fournie au système pendant son chauffage. Cependant, la chaleur sensible utilisée pour le chauffage des parties métalliques de l'adsorbent représente 30 % et le reste est pour la contribution de la chaleur sensible de l'adsorbant et de l'adsorbat. Donc, presque la moitié de la chaleur fournie au système est utilisée pour la désorption de l'adsorbat. Nous savons que plus cette chaleur est grande moins la machine est efficace. Et ceci l'une des grandes causes de la limitation du coefficient de performance thermique de ce genre de machines < 0.5 th COP [11]. Par conséquent, nous asseyons toujours de diminuer cette quantité de chaleur et augmenter la masse cyclée durant le cycle pour une production d'une quantité de froid importante au niveau de l'évaporateur.

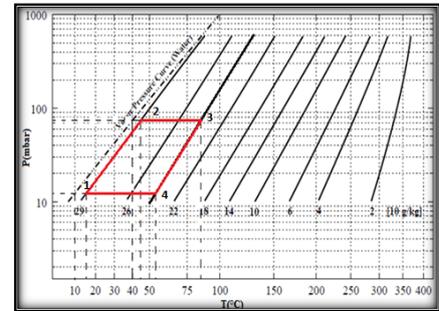


Fig2. Diagramme de Clapeyron Zéolithe13X/H2O

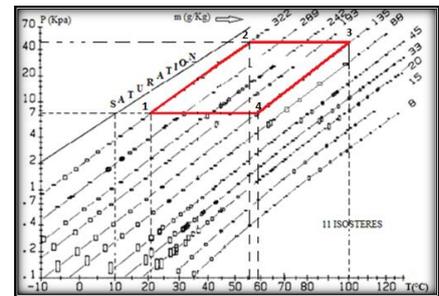


Fig3. Diagramme de Clapeyron Ac35/Méthanol

La modélisation de notre cycle effectuée par deux différents types de couples adsorbant/adsorbat a donné diffère résultats. Tout d'abord, on constate qu'une augmentation de la température de génération et d'évaporation entraîne une augmentation de la production frigorifique pour les deux types de couples figure 4-5, et on remarque que. Le couple AC35/méthanol à la plus grande production frigorifique avec des températures de génération entre $80^\circ C$ et $105^\circ C$ et le couple zéolithe 13x/eau a la plus grande production frigorifique. L'augmentation de la température de génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum $M_{min}(T_g, T_c)$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée, par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_{ev} .

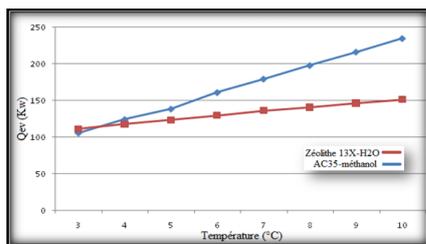


Fig4. La variation Qev fonction de Tev

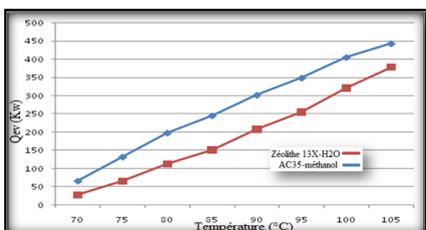


Fig5. La variation de la production frigorifique Qev en fonction de la température de régénération (Tg)

Les figures 6-7 montrent qu'une amélioration du coefficient de performance est entraîné par l'augmentation de la température de régénération et d'évaporation, et nous tirons des résultats graphiques qu'à basses températures le couple AC35/Méthanol atteint des COP jusqu'à 0.49 bien meilleurs que le second couple. La température de régénération a une influence inverse sur la masse m_{min} c-à-d plus la température est élevé plus la masse cyclé augmente ce qui implique une augmentation de la quantité du froid produit à l'évaporateur et de ce fait un COP plus important. On conclue que le couple AC35/Méthanol a une meilleur production frigorifique jusqu'à 450 kw et une bonne performance que le deuxième couple.

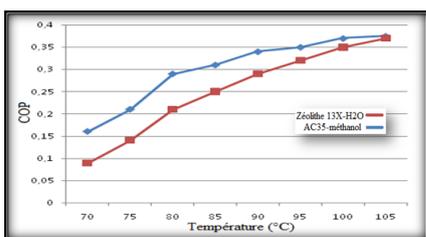


Fig6. La variation du coefficient de performance en fonction de la température de régénération(Tg)

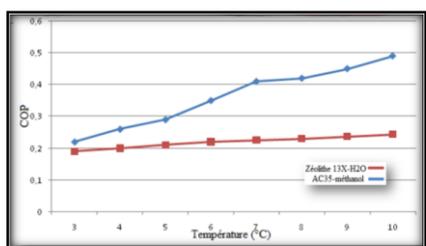


Fig7. la variation de COP en fonction de Tev

V. CONCLUSION

Nous constatons qu'une amélioration du coefficient de performance est entraîné par l'augmentation de la

température de régénération, et nous tirons des résultats graphiques qu'à basses températures le couple AC35/Méthanol atteint des COP jusqu'à 0.49 bien meilleurs que le second couple. La température de régénération a une influence inverse sur la masse m_{min} c-à-d plus la température est élevé plus la masse cyclé augmente figure 6-7 ce qui implique une augmentation de la quantité du froid produit à l'évaporateur et de ce fait un COP plus important. On conclue que le couple AC35/Méthanol a une meilleure production frigorifique jusqu'a 450 kw et une bonne performance que le deuxième couple.

NOMENCLATURE

Q_{st} :	Chaleur isostérique d'adsorption, Chaleur de désorption	[KJ/kg]
Q_{ev} :	Production frigorifique	[KW]
T_{cond} :	Température de condensation	[°C]
T_{ev} :	Température d'évaporation	[°C]
T_g :	Température de génération	[°C]
T_{ad} :	Température d'adsorption	[°C]
T_{s1} :	Température de fin de chauffage	[°C]
T_{s2} :	Température de fin de refroidissement	[°C]
L :	Chaleur latente	[KJ/kg]
Ms :	Masse de sorbant	[kg]
mad :	Masse cyclé d'adsorbat	[kg/kg]
R :	La constante des gaz parfait	[J/kg.k]
Ps :	Pression de saturation	[Pa]
P :	Pression d'équilibre	[Pa]
ρ :	Masse volumique	[Kg/m ³]
ω_0 :	Constante spécifique de l'adsorbant	[m ³ /kg]
D :	Constante spécifique du couple	
n :	Constante spécifique de l'adsorbant	
C_{pf} :	Chaleur massique de l'adsorbat	[J/kg.k]
C_{ps} :	Chaleur massique de l'adsorbant	[J/kg.k]
COP :	Coefficient de performance	
min :	Minamal	
max :	Maximal	

REFERENCES

[1] Choudhury B, Saha BB, Chatterjee PK, Sarkar JP. An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling. Appl Energ 2013;104:554e67. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.042>.

[2] Meunier F. Adsorption heat powered heat pumps. Appl Therm Eng 2013;61: 830e6. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.050>

[3] Habib K, Choudhury B, Chatterjee PK, Saha BB. Study on a solar heat driven dual-mode adsorption chiller. Energy 2013;63:133e41. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.10.01>.

[4] Qian S, Gluesenkamp K, Hwang Y, Radermacher R, Chun H-H. Cyclic steady state performance of adsorption

chiller with low regeneration temperature zeolites. *Energy* 2013;60:517e26. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.041>.

[5] Wang LW, Wang RZ, Wu JY, Xu YX, Wang SG. Design, simulation and performance of a waste heat driven adsorption ice maker for fishing boat. *Energy* 2006;31:244e59. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2005.03.006>.

[6] Le Pierre's N, Stitou D, Mazet N. New deep-freezing process using renewable low-grade heat: from the conceptual design to experimental results. *Energy* 2007;32:600e8. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2006.07.024>.

[7] Yu N, Wang RZ, Lu ZS, Wang LW, Ishugah TF. Evaluation of a three-phase sorption cycle for thermal energy storage. *Energy* 2014;67:468e78. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.12.044>.

[8] Li T, Wang RZ, Kiplagat JK, Kang YT. Performance analysis of an integrated energy storage and energy upgrade thermochemical solid gas sorption system for seasonal storage of solar thermal energy. *Energy* 2013;50:454e67. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.11.043>

[9] B. Rand, on the empirical nature of the Dubinin-Raduskevich equation of adsorption, *J. Colloid. Interface Sci*, 56(2), 337-346, 1976.

[10] Douss N, Meunier F. Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of active carbon-methanol systems. *Heat Recovery Syst CHP* 1988;8:383-92.

[11] D. Zejli, R. Benchrifa, A. Bennouna, O. K. Bouhelal, Analyse énergétique et entropique de la régénération de chaleur dans d'une machine frigorifique à adsorption. *Revue de mécanique appliquée et théorique*, Vol. 1, 4, pp 253- 268, 2003.