

# Etude Paramétrique d'un Cycle à simple effet d'une Machine Frigorifique d'Adsorption

Mohamed Ali Djebiret<sup>#1</sup>, Maamar Ouali<sup>#2</sup>, Mehdi Mokrane<sup>#3</sup>, Nesrine Hatraf<sup>#4</sup>, Nachida Kasbadji Merzouk<sup>#5</sup>

<sup>#</sup> *Unité de Développement des Équipements Solaires, UDES/Centre de Développement des Énergies Renouvelables, CDER, Bou Ismail, 42415, W. Tipaza, Algérie.*

<sup>1</sup>djebiret@gmail.com

<sup>2</sup>ouali\_maamar@yahoo.fr

<sup>3</sup>mok.mehdi@gmail.com

<sup>4</sup>hatrafnesrine@yahoo.fr

<sup>5</sup>nkmerzouk@gmail.com

**Résumé**— Dans le cadre de l'optimisation d'une machine frigorifique à adsorption, une étude et analyse du cycle de base de Clapeyron associé à cette machine sont nécessaires. Pour ce faire, nous avons établi un modèle numérique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin - Astakhov et d'autre part sur certaines considérations visant à assurer une optimisation telles que les propriétés du couple adsorbant/adsorbat choisi (charbon actif AC-35/ Méthanol), où nous avons utilisé les équations de données expérimentales disponibles dans la littérature. L'analyse de cycle de base de Clapeyron associé à cette machine avec le code de calcul élaboré, a permis de mettre en relief l'influence des différents paramètres sur la quantité de froid produite et sur le coefficient de performance thermique de la machine.

**Mots-clés**— Adsorption, Température seuil, Charbon actif/Méthanol, COP<sub>th</sub>

## I. INTRODUCTION

En raison de préoccupations croissantes avec les problèmes environnementaux causés par les CFC et l'énorme énergie consommée par les systèmes de réfrigération conventionnels, les systèmes de réfrigération sorption entraînés par une source de chaleur à basse température ont été développés comme une alternative économique et respectueuse de l'environnement. Les cycles d'absorption et d'adsorption sont les deux types de systèmes de réfrigération par sorption. Dans tous ces systèmes, la consommation d'énergie mécanique est réduite au minimum ou nul, et ils peuvent fonctionner avec de la chaleur à basse température à partir de différentes sources telles que la chaleur résiduelle ou l'énergie solaire. Les systèmes de refroidissement par absorption tels que ceux utilisant LiBr-H<sub>2</sub>O ou H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub> comme couple de travail présents de nombreux avantages pour des applications spécifiques. Ils donnent une meilleure efficacité du système de refroidissement par rapport aux systèmes d'adsorption. Cependant, ces systèmes présentent également de nombreuses limitations dans les conditions de fonctionnement [1]. Le grand avantage des systèmes d'adsorption plus de ceux d'absorption est qu'elles peuvent fonctionner sans pièces mobiles, ayant des coûts inférieurs, puis de l'entretien. Autres avantages en comparaison avec les systèmes de compression sont: construction simple, respectueux de l'environnement et

silencieux. Un grand nombre d'applications pour les systèmes de refroidissement de sorption ont été vues dans les deux pays développés et en développement, tels que: le stockage et la conservation des vaccins et produits médicaux, la conservation des aliments, la réfrigération, la climatisation, les refroidisseurs et la production de glace.

Un grand obstacle au développement de la technologie de cycle d'adsorption est sa faible performance thermique. Les efforts de recherche par divers chercheurs ont donc été concentrés sur l'amélioration de la performance du système de refroidissement par adsorption [2, 3]. Où, la modélisation du cycle de base de ces systèmes a fait l'objet de nombreuses études tant théoriques que expérimentale [3], mais les méthodes théoriques restent le meilleur choix, car ils peuvent simuler l'influence de différents paramètres sur la performance du système thermique, afin d'optimiser leur travail avant de procéder à des expériences. La différence entre les principaux modèles développés dans la littérature se situe généralement dans les hypothèses simplificatrices, les méthodes de résolution numérique, la conception et l'utilisation du système modélisé.

Dans cet article, nous avons un intérêt d'étudier un cycle frigorifique d'un étage et simple effet d'adsorption. Une analyse numérique a été réalisée, étudier l'influence des principaux paramètres à la fois sur de la régénération et de la performance des coefficients de la machine et la température à la fin de la récupération de chaleur. Une analyse thermodynamique et paramétrique détaillée d'un double cycle adsorption est donnée, en tenant compte de toutes les contributions thermiques survenant dans le cycle. Les principes de base du processus d'adsorption sont discutés, où l'équation de Dubinin-Astakhov est utilisé pour décrire l'isotherme d'adsorption du couple charbon actif AC-35 / méthanol.

## II. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT ET DEMARCHE DE CALCULS DU COP<sub>TH</sub>

Le principe de fonctionnement d'un cycle thermodynamique adsorbant-adsorbat est représenté sur le diagramme (P, T) dans la Fig. 1. Le cycle comprend deux phases principales régissant le fonctionnement de la machine,

une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbé (A – B – C) et suivie par une phase de refroidissement (C – D – A) du mélange, [4]. Les deux phases sont caractérisées par deux transformations :

La première phase : (A – B) Chauffage isostérique, (B – C) Echauffement du mélange : désorption – condensation.

La deuxième phase : (C–D) Refroidissement isostérique, (D–A) Refroidissement du mélange : Adsorption–Evaporation.

Le gradient de pression de la machine est présenté par la haute pression  $P_c$  est relative a la température de condensation  $T_c$  dans le condenseur, tandis que la basse pression  $P_e$  est imposée par l'évaporateur à la température d'évaporation.

Le cycle thermodynamique est défini par les différentes températures de fonctionnement du système à savoir : la température d'adsorption  $T_a$ , la température de régénération  $T_g$ , ainsi que la température de condensation  $T_c$  et d'évaporation  $T_e$ .

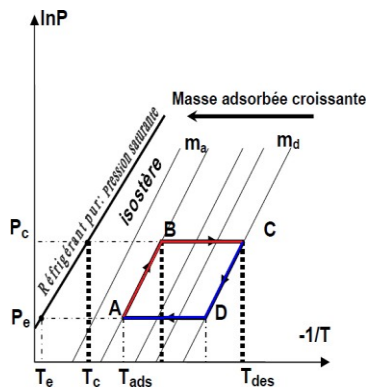


Fig. 1 Le cycle idéal thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption.

Dans notre cas nous décrivons le fonctionnement idéal de la machine par le coefficient de performance thermique  $COP_{th}$  défini par :

$$COP_{th} = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \quad (1)$$

• *Expression de Froid Produit à l'Evaporateur  $Q_{ev}$*

La quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_{ev}$  est donnée par l'équation (2) :

$$Q_{ev} = m_a \Delta m \left[ L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_p(T) dT \right] \quad (2)$$

$\Delta m$  la masse cyclée de l'adsorbé, elle est calculée par la différence de masse de l'adsorbé entre les deux transformations isostériques équation (3) :

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \quad (3)$$

Le modèle de Dubinin – Astakhov défini par l'équation (4) :

$$m(T, P) = W_0 \rho_l(T) \exp \left[ -D \left( \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (4)$$

Les paramètres ( $W_0$ ,  $D$ ,  $n$ ) de l'équation (4) du modèle de Dubinin-Astakhov pour le couple charbon actif AC – 35/méthanol sont déterminés expérimentalement par [5], et ( $P(T)$ ,  $\rho_l(T)$ ) sont estimés par [6], [3] :

- $W_0$  : le volume maximal adsorbable qui égale 0.425 l/kg.
- $D$  : constante caractérise le couple adsorbant/adsorbé sa valeur  $5.02 \cdot 10^{-7}$ .

•  $n$  : reflète l'hétérogénéité du solide égale 2.15.

• *Expression de chaleur cédée pour le dispositif  $Q_g$*

$Q_g$  est défini par la somme des chaleurs sensible des éléments du système plus la quantité de chaleur de désorption.

$$Q_g = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (5)$$

*Chaleur sensible de l'adsorbant*

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_g} C_{pAC-35} dT = m_a C_{pAC-35} (T_g - T_a) \quad (6)$$

$m_a$ ,  $C_{pAC-35}$  sont la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbé et la chaleur spécifique de l'adsorbant.

*Chaleur sensible des parties métalliques*

$$Q_2 = m_{m\acute{e}tal} \int_{T_a}^{T_g} C_{p\ m\acute{e}tal} dT = m_{m\acute{e}tal} C_{p\ m\acute{e}tal} (T_g - T_a) \quad (7)$$

$m_{m\acute{e}tal}$ ,  $C_{p\ m\acute{e}tal}$  représente la masse et la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbé.

*Chaleur sensible de l'adsorbé*

$$Q_3 = m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_{des}} C_{p_l}(T) dT + m_a \int_{T_{des}}^{T_g} m(T) C_{p_l}(T) dT \quad (8)$$

$m(T)$ ,  $C_{p_l}(T)$  la masse de l'adsorbé qui est en fonction de la température calculée avec le modèle de Dubinin-Astakhov et les valeurs de la chaleur spécifique de l'adsorbé donné par [7].

$T_{des}$  définie comme la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur. Elle est déterminée par le modèle de Dubinin -Astakhov pour la phase isostère (A – B) suivant l'équation (9) :

$$m(T_a, P_e) - m(T_{des}, P_c) = 0 \quad (9)$$

*Chaleur de désorption*

$$Q_{des} = \Delta m m_a \Delta H \quad (10)$$

$\Delta H$  est la chaleur latente de désorption, elle est généralement égale à 1.2 de la chaleur latente de vaporisation de liquide [8], [9].

### III. RÉSULTATS

#### A. validation du code de calcul

Afin de valider notre modèle de calcul, nous avons appliqués les mêmes paramètres de calcul considéré par [10], dans le code élaboré. La fig. 2 représente une comparaison entre les résultats du  $COP_{th}$  du couple charbon actif AC-35/méthanol, obtenue par [10] et le présent travail pour les mêmes conditions paramétriques, avec une erreur inférieure de 3%.

Pour Avoir une idée sur la sensibilité de la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_{ev}$ , la quantité de chaleur cédée au système  $Q_g$  et le  $COP_{th}$  aux fonctions des températures de fonctionnement :  $T_g$ ,  $T_c$ ,  $T_a$ ,  $T_e$ . Nous avons admettez des données suivantes : le cuivre comme matériau de construction de l'adsorbé avec une masse  $m_{m\acute{e}tal} = 4$  kg, avec une chaleur

spécifique de la partie métallique  $C_{p_{m\acute{e}tal}} = 380$  kJ/kg. Le couple utilisé dans cette étude est le charbon actif AC-35/Méthanol, la masse du charbon actif AC - 35  $m_a = 0.8$  kg et une chaleur spécifique  $C_{p_{AC-35}} = 920$  kJ/kg. K.

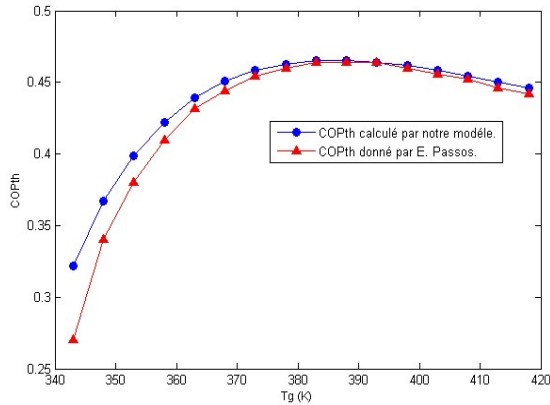


Fig. 2 Comparaison entre les valeurs calculé par notre model et celle de [10] du  $COP_{th}$  pour le couple Charbon actif AC - 35/ Méthanol.

**B. Influence de la température d'adsorption**

Nous présentons dans les fig. 3, 4 l'effet de la température d'adsorption  $T_a$  sur la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_{ev}$ , et le  $COP_{th}$ . En maintenant les températures ( $T_c = 35$  °C,  $T_e = 1$  °C) constants et en variant  $T_g$  et  $T_a$ .

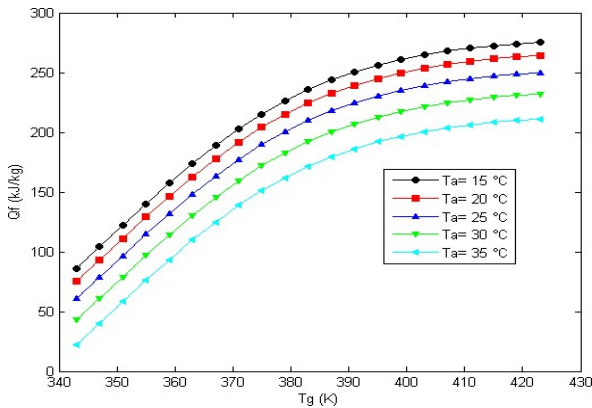


Fig. 3 Influence de la température d'adsorption sur la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_f$ .

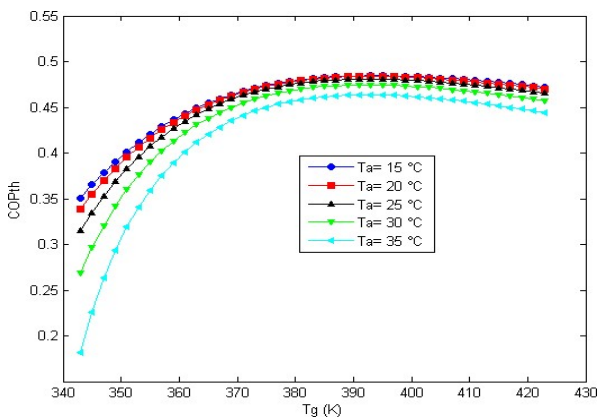


Fig. 4 Influence de la température d'adsorption sur le coefficient de performance thermique  $COP_{th}$ .

D'après les fig. 3, et 4 l'augmentation de la température d'adsorption  $T_a$  joue un rôle négatif sur la croissance de la quantité  $Q_{ev}$  et sur le  $COP_{th}$ . L'augmentation de  $T_a$  la température d'adsorption influe sur la masse adsorbé  $m_{max}$  selon le modèle de Dubinin - Astakhov, donc une diminution de la masse cyclé  $\Delta m$ . Il faut donc toujours assurer le d'épurs du cycle frigorifique à des températures d'adsorption  $T_a$  plus basse possible, pour avoir une grande masse adsorbé  $m_{max}$  et permettra de maximisé la masse cyclé  $\Delta m$ .

Pour avoir une idée sur l'influence de la température  $T_a$  sur les chaleurs sensibles  $Q_1, Q_2, Q_3$  et la chaleur de désorption  $Q_{des}$ . La fig. 5 montre que la température  $T_a$  a une faible influence sur les quantités de chaleur sensible  $Q_1, Q_2,$  et  $Q_3$  on comparant avec la chaleur de désorption du méthanol  $Q_{des}$ , qu'elle a une forte diminution avec l'augmentation de la température  $T_a$ .

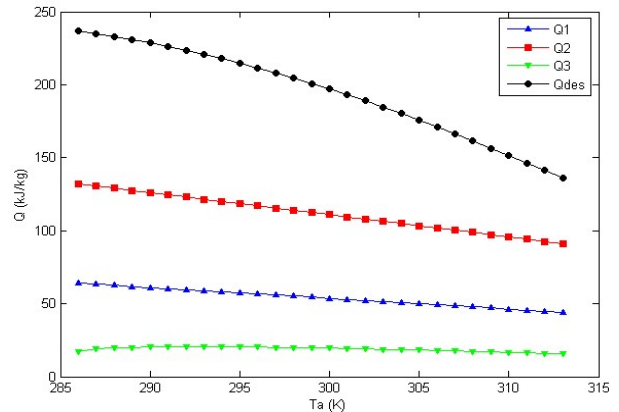


Fig. 5 Influence de la température d'adsorption sur les chaleurs sensible  $Q_1, Q_2, Q_3$  et la chaleur de désorption  $Q_{des}$ .

**C. Influence de la température de condensation**

Nous présentons dans les fig. 6, 7 l'effet de la température de condensation  $T_c$  sur la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_{ev}$ , et le  $COP_{th}$ . En fixant les températures ( $T_a = 25$  °C,  $T_e = 1$  °C) constants et en variant  $T_g$  et  $T_c$ .

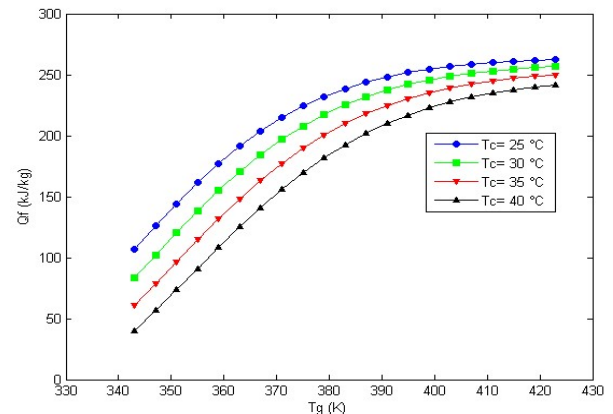


Fig. 6 Influence de la température de condensation sur la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_f$ .

Le  $COP_{th}$  du système et la quantité de froid produite  $Q_{ev}$  diminuant avec l'augmentation de la température de condensation  $T_c$ , ceci peut être interprété par le fait que l'augmentation de  $T_c$  entraîne une augmentation de la pression de saturation à cette température  $P_s(T_c)$ . Donc, la masse

désorbée du méthanol  $m$  ( $T_g$ ,  $P_s(T_c)$ ) augmente, impliquant une diminution de la masse cyclée donnée par l'équation (3).

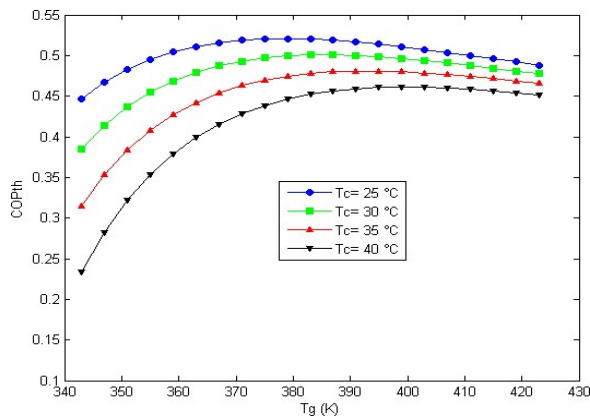


Fig. 7 Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique  $COP_{th}$ .

Pour analysé l'influence de la température  $T_c$  sur les chaleurs sensibles  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  et la chaleur de désorption  $Q_{des}$ , en fixant les températures ( $T_a = 25$  °C,  $T_c = 1$  °C,  $T_g = 100$  °C). La fig. 8 montre que la température  $T_c$  n'a aucune influence sur les quantités de chaleur sensible  $Q_1$ ,  $Q_2$ , et une très faible influence sur la chaleur sensible de l'adsorbat  $Q_3$ . Par contre l'influence de la température  $T_c$  sur la chaleur de désorption du méthanol  $Q_{des}$  entraîne une diminution de sa valeur.

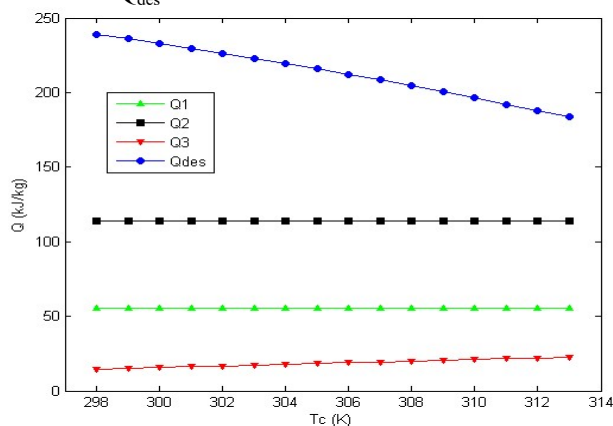


Fig. 8 Influence de la température de condensation sur les chaleurs sensible  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  et la chaleur de désorption  $Q_{des}$ .

#### IV. CONCLUSION

Dans le cas d'une machine frigorifique solaire à adsorption, il est difficile de fixer certaines conditions, telle que la température de condensation, dépendent de plusieurs facteurs aléatoires liés au type du climat du site d'application du système comme pour la température d'adsorption  $T_a$  est souvent dirigée par la température ambiante, elle dépend aussi à la construction de la machine frigorifique, qui peut favoriser le refroidissement nocturne.

#### REFERENCES

- [1] R. E. Critoph, "An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling," *Renewable Energy*, vol. 5, pp. 502-508, 1994.
- [2] M. A. Djebiret, "Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra." Biskra: Université Mohamed Khider, 2012.

- [3] W. Chekirou, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption." Constantine: Université Mentouri, 2008, pp. 197.
- [4] A. Errougani, "Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif - méthanol dans le site de Rabat." Rabat, Maroc: Université Mohammed V, 2007, pp. 128.
- [5] M. Pons and P. Grenier, "A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon+methanol pair," *Pergamon Journals*, vol. 24, pp. 615-625, 1986.
- [6] M. Diny, "Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine." in *Mécanique énergétique*. Nancy 1: Université Henri Poincaré, 1996.
- [7] A. Bejan and D. Kraus, *Heat transfer handbook*. New York, 2003.
- [8] F. Meunier, "Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications," *Applied Thermal Engineering*, 1998, vol. 18, pp. 715-729.
- [9] F. Yahi, B. Abbad, M. Berdja, M. Ouali, and F. Bouzzefour, "experimental evaluation of a semi pilote cop of solar adsorption machine with intermittent cycle," presented at International Workshop on New Working Fluids for Absorption Heat Pumps and Refrigeration Systems, Spain, 2013.
- [10] E. Passos, F. Meunier, and J. C. Gianola, "Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon.," *Heat Recovery Systems*, 1986, vol. 6, pp. 259-264.