

## Experimental study of solar adsorption refrigeration device

### Étude expérimentale d'un dispositif de réfrigération solaire par adsorption

Mohamed-Ali Djebiret<sup>✉1,2</sup>, Brahim Abbad<sup>1</sup>, Adel Benchabane<sup>2</sup>, Maamar Ouali<sup>1</sup>, Ferhat Yahi<sup>1</sup>, Mohand Berdja<sup>1</sup>, Amar Rouag<sup>3</sup>

1. Unité de Développement des Équipements Solaires, UDES/Centre de Développement des Énergies Renouvelables, CDER, Bou Ismail, 42415, W. Tipaza, Algeria
2. Université Mohamed Khider Biskra, Laboratoire de Génie Énergétique et Matériaux (LGEM), Faculté des Sciences et de la Technologie, Biskra 07 000, Algeria
3. Université Kasdi Merbah Ouargla, Laboratoire de développement des Energies Nouvelles et Renouvelables dans les Zones Arides et Sahariennes, LENREZA, BP 511, Ouargla 30000, Algeria

Received 21 February 2016

Published online: 22 June 2018

#### Keywords

Experimental device  
Solar refrigeration  
Adsorption  
Activated carbon  
Methanol  
COP

**Abstract:** This work presents an experimental study of a solar adsorption refrigeration device using activated carbon AC-35 /methanol as working pair. The studied device is designed, realized and tested in the Development of Solar Equipment Unit, UDES, Tipaza (Algeria). The adsorption and desorption tests, carried out on the experimental device, were conducted inside the laboratory using a halogen lamp as an energy source instead the sun. The lamp is installed perpendicularly to the surface of the tubular adsorber to test four radiation levels: 800, 820, 1000 and 1020 W/m<sup>2</sup>. A calculation code is developed, using the Dubinin-Astakhov mathematical model, to evaluate the thermodynamic coefficient of performance, COP<sub>th</sub>, of the experimental device. Thus, a parametric study is presented to examine the influence of the construction material and the weight of the adsorber on the COP<sub>th</sub>, the amount of cold produced in the evaporator, Q<sub>c</sub>, and the total heat supplied to the system, Q<sub>e</sub>.

© 2018 The authors. Published by the Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra. This is an open access article under the CC BY license.

**Résumé :** Ce travail présente une étude expérimentale d'un dispositif de réfrigération solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol. Le dispositif étudié est conçu, réalisé et testé au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEEOR, de l'Unité de Développement des Équipements Solaires, UDES, Tipaza (Algérie). Les tests d'adsorption et de désorption, réalisés sur le dispositif expérimental, ont été effectués à l'intérieur du laboratoire en utilisant une lampe halogène comme source d'énergie remplaçant le soleil. La lampe est installée perpendiculairement à la surface de l'adsorbeur tubulaire du dispositif expérimental pour tester quatre niveaux d'irradiations, à savoir 800, 820, 1000 et 1020 W/m<sup>2</sup>. Un code de calcul est développé, en utilisant le modèle mathématique de Dubinin-Astakhov, pour évaluer le coefficient de performance thermodynamique, COP<sub>th</sub>, du dispositif expérimental. Ainsi, une étude paramétrique est présentée pour examiner l'influence du matériau de construction et du poids de l'adsorbeur sur le COP<sub>th</sub>, la quantité du froid produite dans l'évaporateur, Q<sub>c</sub>, et la quantité de chaleur totale fournie au système, Q<sub>e</sub>.

**Mots clés :** Dispositif expérimental, réfrigération solaire, Adsorption, Charbon actif, Méthanol, COP.

## 1. Introduction

Le phénomène de sorption est à la base de deux processus principaux pour produire le froid : (i) Le processus d'absorption utilise les propriétés des couples liquide/gaz où le liquide est l'absorbant et le gaz est le fluide frigorigène. Le couple le plus utilisé est le bromure de lithium avec de l'eau comme fluide frigorigène. Le fonctionnement de ce processus nécessite des températures élevées dépassent les 100°C. Pour atteindre ces températures, ce processus a besoin des capteurs solaires fonctionnant sous vide (Fan et al. 2007). (ii) Le processus d'adsorption utilise la propriété d'un solide pour adsorber (piéger en surface) un gaz à basse température (20-30°C) et de le désorber à plus haute température. Le couple solide/gaz le plus utilisé est le couple gel de silice/eau. Ce processus utilise pour son fonctionnement des températures ne dépassant pas 100 °C et nécessite des capteurs plans (Fan et al. 2007).

En fonction de la température du froid demandée, les applications des systèmes solaires par sorption peuvent être classées en trois catégories (Djebiret 2012) :

(i) *La congélation (température inférieure à 0°C) :* Dans ce domaine, Critoph (1994) a mis au point un prototype de congélateur solaire à adsorption afin de produire de la glace. Le système est composé d'un panneau de 1,4 m<sup>2</sup> de surface avec 17kg de charbon actif. L'enceinte frigorifique est connectée avec le capteur par tube flexible en acier. La production journalière maximale est d'environ 4 kg de glace. Dans la même perspective, Sumathy et Zhongfu (1999) ont réalisé et testé un congélateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif-méthanol, avec un capteur de 0.92 m<sup>2</sup>. Le dispositif a produit une quantité de glace de 4 à 5 kg/jour avec un coefficient de performance COP entre 0,1-0,12.

✉Corresponding author. E-mail address: djebiret@gmail.com

## Nomenclature

COP	Coefficient de performance, [-]
Cp	Chaleur spécifique, kJ/kg
D	Constante caractérisant le couple adsorbant/adsorbat, [-]
d	Diamètre de tube, m
G	Irradiation, W/m <sup>2</sup>
L	Chaleur latente, kJ/kg
l	Longueur, m
m	Masse, kg
n	hétérogénéité du solide, [-]
P	Pression, bar
Q	Quantité de chaleur, kJ
S	Surface, m <sup>2</sup>
T	Température, K
w <sub>0</sub>	Volume maximal adsorbable, m <sup>3</sup>
ρ	Masse volumique, kg/m <sup>3</sup>
ΔH	Chaleur latente de désorption, kJ
Δm	Masse cyclée de l'adsorbat, kg
Δt	Durée d'irradiation, s

## Indices

a	adsorbant ou adsorption
AC-35	adsorbant (charbon actif), KJ/Kg
c	condensation
capt	capteur
col	collecteur
cond	condensation
des	désorption
e	évaporation
ev	évaporateur
ext	extérieur
g	régénération
int	intérieur
l	état liquide
métal	partie métallique
s	saturation
S	solaire
th	thermodynamique

(ii) *La réfrigération (température entre 0 et 8°C)* : Dans ce domaine, on cite le travail de Khatlab (2004) qui a développé un réfrigérateur solaire à adsorption solide. Ce système est de type domestique local en utilisant le couple charbon-méthanol. Il est composé d'un lit d'adsorption, sous forme d'un tube en verre modifié, à l'une de ses extrémités et d'un évaporateur à l'autre extrémité. Le condenseur étant placé entre le lit et l'évaporateur. Pour bien chauffer l'adsorbeur, un simple réflecteur est ajouté derrière le capteur. Les résultats des tests ont indiqués que la production de la glace quotidienne est de 6,9 à 9,4 Kg/m<sup>2</sup>, avec un COP solaire net entre 0,136 et 0,159. Dans le même contexte, Lemmini et Errougani (2005) ont réalisés un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif-méthanol pour les le stockage des produits pharmaceutiques et alimentaires. Le prototype se compose également d'un capteur plan, condenseur et une chambre isolée pour l'évaporateur. Les résultats ont montrés que la machine peut produire le froid, même pour les jours pluvieux et nuageux. Le COP solaire du système varie entre 0,05 à 0,08 pour une irradiation de 12000 à 27000 kJ/m<sup>2</sup> et une température ambiante moyenne de 14 à 18°C. Les plus basses températures obtenues dans l'évaporateur sont entre -5 et 8°C. Lu et al. (2013) ont conçu un nouveau réfrigérateur solaire à adsorption avec une masse de 65kg de gel de silice. Le système a fonctionné dans les conditions météorologiques de Dezhou en Chine. Les résultats expérimentaux ont montré que la capacité de refroidissement et le COP solaire moyenne sont respectivement de l'ordre de 17,6kW et de 0,16.

(iii) *La climatisation (température entre 8 et 15°C)* : on cite ici le travail d'Assilzadeha et al. (2005) qui ont réalisé en Malaisie une étude numérique, par le logiciel TRANSYS, d'une unité d'absorption H<sub>2</sub>O-LiBr utilisant un capteur solaire tubulaire sous vide. La production optimale du froid est trouvée pour un système de 3,5kW avec un capteur de 35m<sup>2</sup> d'une inclinaison de 20°. Cette étude a été généralisée pour les régions tropicales. Par comparaison avec les systèmes d'absorption, les systèmes à

adsorption ont un faible COP thermique avec une moyenne de 0,59 mais qui peuvent fonctionner à une température de 53 à 82°C.

Dans cet article, on présente les résultats de la première étude expérimentale réalisée en 2013 sur le premier prototype d'une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol. Cette dernière est réalisée et testée au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEEOR, de l'Unité de Développement des Equipements Solaire, UDES, Tipaza affiliée au Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER (Algérie). On note, que dans le même centre de recherche, Bouzeffour et al. (2016) ont réalisé récemment une deuxième machine frigorifique solaire à adsorption en utilisant le couple gel de silice/eau. Le réfrigérateur consiste en trois composantes : collecteur-adsorbeur (lit tubulaire avec 4,5 kg de gel de silice et surface réfléchissante), condenseur à air, et un évaporateur. Les résultats ont indiqués que la température de génération varie de 95 à 117°C pour une température moyenne ambiante de 33°C. La température de condensation varie de 45 à 53°C avec +5°C comme température minimale d'évaporateur. Le COP solaire de la machine est trouvé entre 0.083 et 0.09.

Dans la première partie de cet article on présente une étude expérimentale sur un prototype d'une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol. Les tests ont été effectués en 2013 au niveau du laboratoire avec une simulation du rayonnement par une lampe halogène où les températures de fonctionnement du système ont été identifiées. Ainsi, on présente la deuxième partie de cet article une étude numérique en Matlab permettant d'évaluer le COP de la machine en se basant sur le modèle mathématique d'Dubinin- Astakhov.

### 1.1 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'un cycle thermodynamique adsorbant-adsorbat est représenté sur le diagramme de

Clapeyron (P, T) illustré dans la Figure 1. Le cycle comprend deux phases principales régissant le fonctionnement de la machine : une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbat (A-B-C) suivie d'une phase de refroidissement (C-D-A) du mélange (Rouag et al. 2016, Erroungani 2007). Les deux phases sont caractérisées par deux transformations : (i) La première phase 'désorption-condensation' : (A-B) chauffage isostérique, (B-C) échauffement du mélange. (ii) La deuxième phase 'Adsorption-Evaporation' : (C-D) refroidissement isostérique, (D-A) refroidissement du mélange.

Le gradient de pression de la machine est présenté par la haute pression  $P_c$  est relative à 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 températures de fonctionnement du système à savoir : les températures d'adsorption  $T_a$ , de régénération  $T_g$ , de condensation  $T_c$  et d'évaporation  $T_e$ .

## 2. Dispositif et protocole expérimentaux

### 2.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental réalisé à l'UDES (Yahi et al. 2013) comporte trois parties principales :

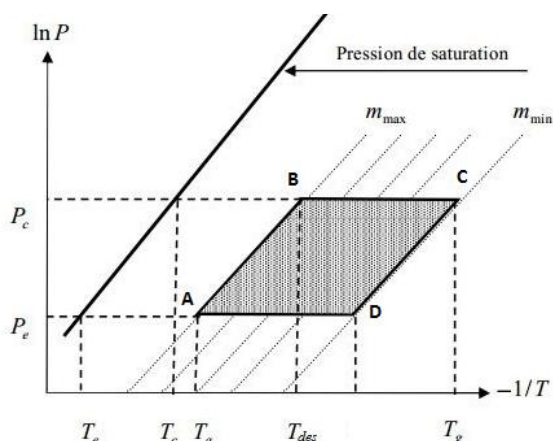


Fig. 1. Cycle idéal thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption.

(i) L'adsorbent-collecteur : constitué de six cylindres coaxiaux en cuivre avec un diamètre extérieur  $d_{ext} = 0,04$  m, un diamètre intérieur  $d_{int} = 0,014$  m et une longueur  $l = 0,25$  m. Ces tubes sont reliés à un tube-collecteur de diamètre  $d_{col} = 0,022$  m. Ainsi, la surface de captation, ou d'adsorption, du système est de  $S_{capt} = 0,19$  m<sup>2</sup>. La masse totale du charbon actif utilisée dans les tubes de l'adsorbent est de  $m = 0,7$  kg (tableau 1). Une peinture noire est appliquée sur les surfaces des tubes adsorbents. Le système est confiné dans une boîte parfaitement isolée avec une surface vitrée afin de garantir un maximum d'effet de serre à l'intérieur. Des volets de ventilation sont installés sur la face avant et arrière de la boîte de l'adsorbent-collecteur pour faciliter la convection durant la phase de refroidissement (figure 2).

(ii) Le condenseur à air est réalisé en cuivre avec une forme hélicoïdale pour assurer la condensation de la vapeur du méthanol. Il fonctionne en convection naturelle avec une surface d'échange de  $S_{cond} = 0,15$  m<sup>2</sup> (figure 2a).

(iii) L'évaporateur est constitué d'un tube en cuivre de diamètre  $d_{evp} = 0,03$  m, d'une longueur  $l_{evp} = 0,12$  m et d'une surface d'évaporation  $S_{evp} = 1,41 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>. L'évaporateur est placé dans une enceinte isolée thermiquement. La phase d'évaporation du méthanol permet la production du froid à l'intérieur de cette dernière (figure 2a). Dans la présente installation, l'évaporateur joue aussi le rôle d'un réservoir accumulant le méthanol à évaporer.

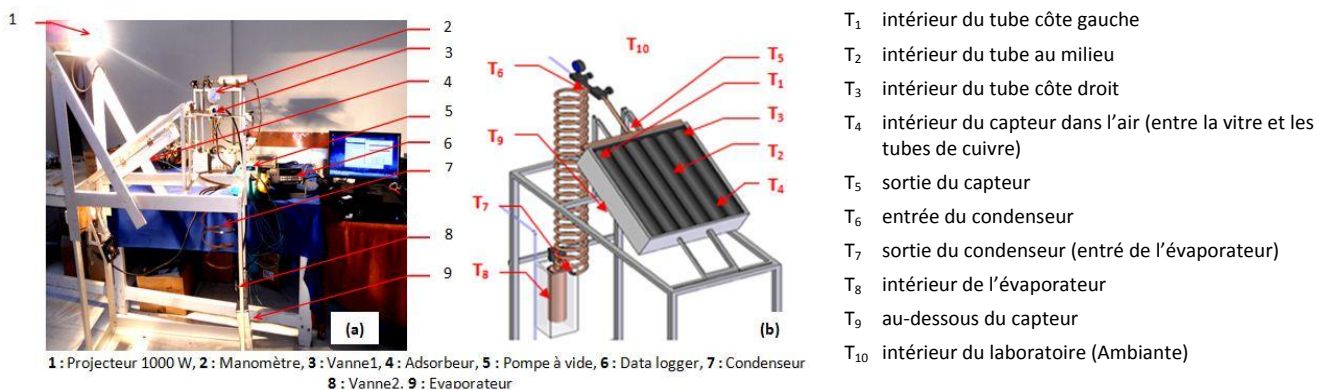
Deux vannes manuelles contrôlent les différentes phases du système. Elles sont placées respectivement entre l'adsorbent-collecteur et le condenseur et entre le condenseur et l'évaporateur (figure 2a).

### 2.2 Protocole expérimental

Dans le but de caractériser le fonctionnement du réfrigérateur solaire à adsorption, nous avons testé le système à l'intérieur

Tableau 1. Caractéristique technique du dispositif expérimental.

Propriété	Valeur
Masse de la partie métallique de l'adsorbent, kg	3,72
Masse de l'adsorbant (charbon actif), kg	0,7
Surface de captation, m <sup>2</sup>	0,19
Surface de condensation, m <sup>2</sup>	0,15
Surface d'évaporation, m <sup>2</sup>	$1,41 \times 10^{-4}$



1 : Projecteur 1000 W, 2 : Manomètre, 3 : Vanne1, 4 : Adsorbent, 5 : Pompe à vide, 6 : Data logger, 7 : Condenseur, 8 : Vanne2, 9 : Evaporateur

Fig. 2. (a) Dispositif expérimental du réfrigérateur solaire par adsorption réalisé à l'UDES avec (b) l'emplacement des vannes et thermocouples.

- T<sub>1</sub> intérieur du tube côté gauche
- T<sub>2</sub> intérieur du tube au milieu
- T<sub>3</sub> intérieur du tube côté droit
- T<sub>4</sub> intérieur du capteur dans l'air (entre la vitre et les tubes de cuivre)
- T<sub>5</sub> sortie du capteur
- T<sub>6</sub> entrée du condenseur
- T<sub>7</sub> sortie du condenseur (entré de l'évaporateur)
- T<sub>8</sub> intérieur de l'évaporateur
- T<sub>9</sub> au-dessous du capteur
- T<sub>10</sub> intérieur du laboratoire (Ambiante)

du laboratoire en exploitant une lampe halogène installée verticalement à la surface de l'adsorbeur. La variation de la distance entre la lampe et l'adsorbeur a permis d'avoir plusieurs valeurs d'irradiation. La distribution des températures dans le lit adsorbeur et les températures spécifiques du cycle sont relevées par dix thermocouples de type K reliés à un data logger (figure 2b). L'acquisition des résultats a duré environ 6 heures.

### 3. Résultats expérimentaux

La figure 3 montre les températures mesurées pour un cycle complet correspondant à une irradiation d'environ 1020 W/m<sup>2</sup>. Deux parties essentielles sont distinguées en représentant le chauffage et le refroidissement de l'adsorbeur. Chacune des deux parties est composée de deux phases de transformations. Le tableau 2 représente les résultats obtenus pendant le fonctionnement du dispositif réalisé.

#### 3.1. Chauffage de l'adsorbeur

##### (i) Phase de chauffage isostérique

Dans cette première phase (d'environ 40 minutes), la vanne 1 et les volets de refroidissement de l'adsorbeur sont fermés. La figure (4a) montre une augmentation de la température sur les points de mesures de l'élément le plus intéressant de cette phase. Ceci est remarqué en parallèle avec une stabilité des températures pour les autres éléments du dispositif.

##### (ii) Phase de désorption-condensation

Cette phase a duré environ 2 heures et 30 minutes; elle commence par l'ouverture de la vanne 1 lorsque la pression du mélange dans l'adsorbeur atteint la pression du condenseur P<sub>c</sub>. Dans ce cas, l'adsorbeur est en contact avec le condenseur. Le méthanol en vapeur est donc évacué de l'adsorbeur vers le

Tableau 2. Résultats obtenus pendant un cycle frigorifique complet.

Résultats	Valeur
Temps du cycle (min)	360
Temps de la partie de chauffage (min)	190
Temps de la partie de refroidissement (min)	170
Irradiation sur la surface du capteur (W/m <sup>2</sup> )	1020
Température régénération (°C)	110
Température condensation (°C)	35
Température d'évaporation (°C)	1
Température d'adsorption (°C)	25

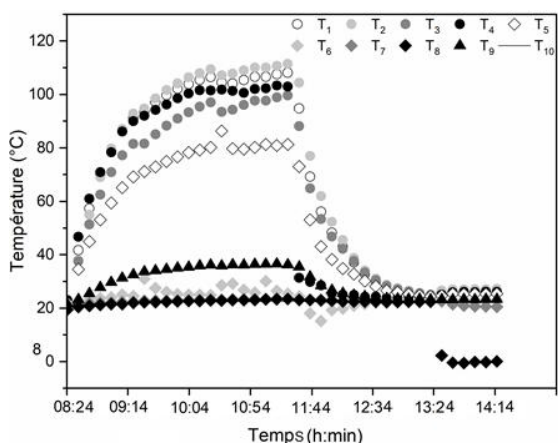


Fig. 3. Températures obtenues pendant un cycle frigorifique complet.

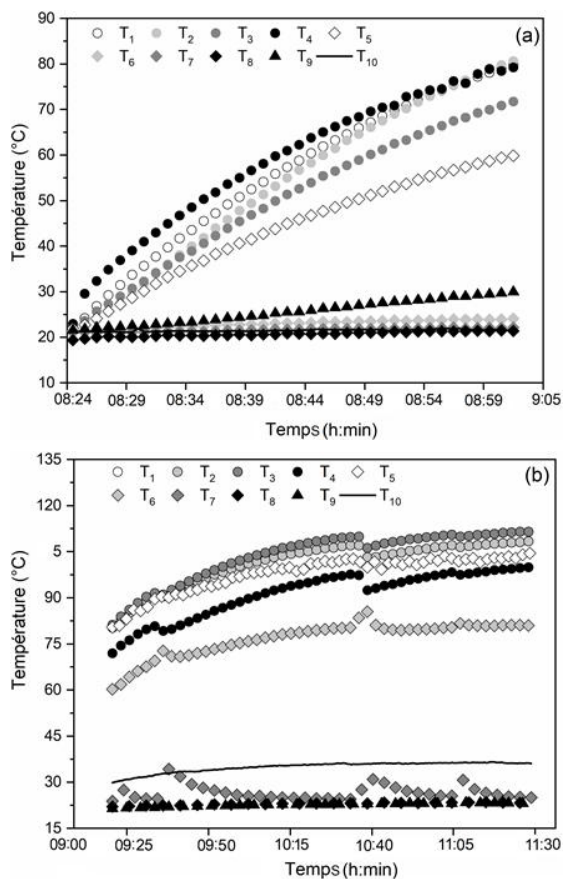


Fig. 4. Distribution des températures. (a) la phase chauffage isostérique. (b) la phase désorption-condensation.

condenseur. Dans ce dernier la condensation du méthanol est accompagnée avec une diminution de sa température. A la sortie du condenseur, la température du méthanol est enregistrée dans les limites des 35°C en diminuant jusqu'à 25°C (figure 4b).

Après environ 30 minutes de l'ouverture de la vanne 1, le condenseur est connecté à l'évaporateur par l'ouverture de la vanne 2. Dans ce cas, l'adsorbant en liquide est évacué du condenseur vers l'évaporateur (figure (4b)).

#### 3.2 Refroidissement de l'adsorbeur

##### (i) Phase de refroidissement isostérique

La figure (5a) montre la variation des températures pendant la phase de refroidissement isostérique qui a duré environ deux heures. Cette phase commence une fois la température de l'adsorbeur atteint la température maximale (110 °C). Ainsi, la phase de chauffage de l'adsorbeur est arrêtée en ouvrant les volets de refroidissement de l'adsorbeur. Durant l'actuelle phase, T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>, T<sub>3</sub> et T<sub>5</sub> indiquent une diminution de la température du mélange adsorbant-adsorbant (dans adsorbeur) jusqu'à la température ambiante. C'est dans ce cas où on procède à la fermeture des vannes 1 et 2.

Par ailleurs, T<sub>4</sub> est enregistrée avec une diminution rapide puisque le thermocouple est en contact avec l'air entre la vitre et les tubes. Avant la fermeture de la vanne 1, la température à l'entrée du condenseur T<sub>6</sub> a enregistré une chute jusqu'à 15°C à cause de la diminution de la température dans le capteur.

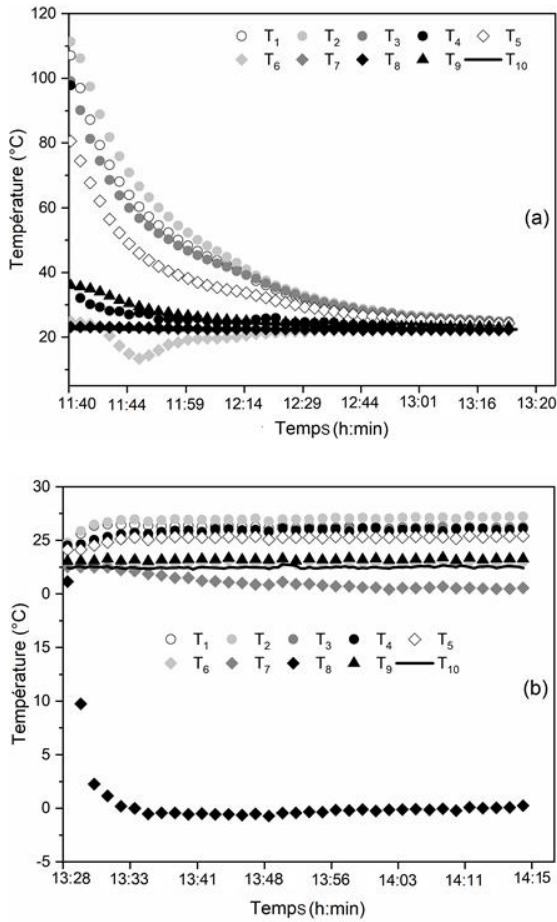


Fig. 5. Distribution des températures des points de mesures durant (a) la phase de refroidissement isostérique et (b) la phase d'adsorption-évaporation.

**(ii) Phase d'adsorption - évaporation**

La figure (5b) montre la distribution des températures pendant la phase d'adsorption-évaporation. C'est la phase la plus importante car c'est durant ces 50 minutes qu'on produit le froid. Pour une bonne optimisation du froid produit, les vannes 1 et 2 sont gardées ouvertes et les volets de refroidissement de l'adsorbent sont fermés. Le début de la production de la vapeur de réfrigérant dans l'évaporateur indique que le froid est produit, car on voit que la température dans l'évaporateur a diminué jusqu'à -1 °C. Ainsi, la vapeur produite s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbent.

**4. Evaluation du COP**

L'efficacité du réfrigérateur, du capteur solaire et du cycle d'adsorption sont présentés par le coefficient de performance solaire COP<sub>s</sub>. Ce dernier est défini comme le rapport entre l'effet de refroidissement utile Q<sub>ev</sub> et l'énergie solaire quotidienne reçue sur la surface de captation Q<sub>t</sub> (Djebiret et al. 2015) :

$$COP_s = \frac{Q_{ev}}{Q_t} \tag{1}$$

Le fonctionnement idéal du réfrigérateur réalisé est décrit par le coefficient de performance thermique COP<sub>th</sub> défini comme suit :

$$COP_{th} = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \tag{2}$$

(i) La quantité de froid produite à l'évaporateur Q<sub>ev</sub> est donnée par l'éq. (3) :

$$Q_{ev} = m_a \Delta m \left[ L(T_e) - \int_{T_e}^{T_f} C_{p_l}(T) dT \right] \tag{3}$$

Δm la masse cyclée de l'adsorbent, elle est calculée par la différence de masse de l'adsorbent entre les deux transformations isostérique équation (4) :

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \tag{4}$$

Le modèle de Dubinin-Astakhov est défini par l'équation suivante (Leite and Daguinet 2000) :

$$m(T,P) = w_0 \rho_l(T) \exp \left[ -D \left( T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \tag{5}$$

Les paramètres (w<sub>0</sub>, D, n) de l'équation (5) pour le couple charbon actif AC-35/méthanol sont déterminés expérimentalement par Pons et Grenier (1986) et P<sub>s</sub>(T), ρ<sub>l</sub>(T) sont estimés par Diny (1996) avec un volume maximal adsorbable (w<sub>0</sub>=0,425 l/Kg), D=5,02 10<sup>-7</sup> et n=2,15.

(ii) L'énergie solaire quotidienne reçue sur la surface de captation Q<sub>t</sub> est définie par l'équation suivante :

$$Q_t = S G \Delta t \tag{6}$$

(iii) La chaleur cédée pour le dispositif Q<sub>g</sub> est défini par la somme des chaleurs sensible des éléments du système et de la quantité de chaleur de désorption (Cherrad et al. 2017, 2018).

$$Q_g = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \tag{7}$$

(iv) La chaleur sensible de l'adsorbent :

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{AC-35}} dT = m_a C_{p_{AC-35}} (T_g - T_a) \tag{8}$$

(v) La chaleur sensible des parties métalliques :

$$Q_2 = m_{m\acute{e}tal} \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{m\acute{e}tal}} dT = m_{m\acute{e}tal} C_{p_{m\acute{e}tal}} (T_g - T_a) \tag{9}$$

(vi) La chaleur sensible de l'adsorbent :

$$Q_3 = m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_{des}} C_{p_l}(T) dT + m_a \int_{T_{des}}^{T_g} m(T) C_{p_l}(T) dT \tag{10}$$

m(T), C<sub>p</sub> sont la masse de l'adsorbent, qui est en fonction de la température calculée avec le modèle de Dubinin-Astakhov, et la chaleur spécifique de l'adsorbent donnée par Bejan et Kraus (2003). T<sub>des</sub> correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur. Cette valeur est déterminée par le modèle de Dubinin-Astakhov pour la phase isostérique (A-B) suivant l'équation (11) :

$$m(T_a, P_e) - m(T_{des}, P_c) = 0 \tag{11}$$

(vii) La chaleur de désorption :

$$Q_{des} = \Delta m m_a \Delta H \tag{12}$$

$\Delta H$  est généralement égale à 1,2 de la chaleur latente de vaporisation du liquide selon Meunier (1998) et Yahi et al. (2013).

4.1 Validation du code de calcul

Un code de calcul est élaboré en utilisant Matlab selon l’organigramme de la figure 6 pour l’évaluation des quantités  $Q_{ev}$ ,  $Q_g$ ,  $Q_t$ ,  $COP_{th}$  et  $COP_s$ . La démarche suivie est comparée avec les résultats obtenus par Passos et al. (1986). Ainsi, la comparaison des valeurs de  $COP_{th}$  calculées a montré un bon accord avec celles obtenues par Passos et al. (1986) ; l’erreur relative a été trouvée inférieure à 3%, valeur très acceptable pour la validation du code développé (figure 7).

4.2. COP du dispositif expérimental

Pour les mêmes conditions opératoires de températures et de pressions ( $P_e$ ,  $P_c$  et  $T_a$ ), les résultats expérimentaux obtenus pour les quatre irradiations explorées (800, 820, 1000 et 1020  $W/m^2$ ) donnent une température d’évaporation similaire. Le tableau 3 présente les températures de régénération et les COP calculés pour les quatre irradiations explorées. Les paramètres introduits dans le code sont comme suit : Les températures et irradiations mesurées, la masse de la partie métallique d’adsorbueur  $m_{m\acute{e}tal}=3,72kg$ , la masse du charbon actif AC-35  $m_a=0,7kg$ , la

Tableau 3. Températures de régénération et COP calculés en fonction de l’irradiation.

Irradiation ( $W/m^2$ )	800	820	1000	1020
$T_g$ ( $^{\circ}C$ )	80	90	100	110
$COP_{th}$	0,3873	0,4328	0,4572	0,4683
$COP_s$	0,054	0,074	0,084	0,09

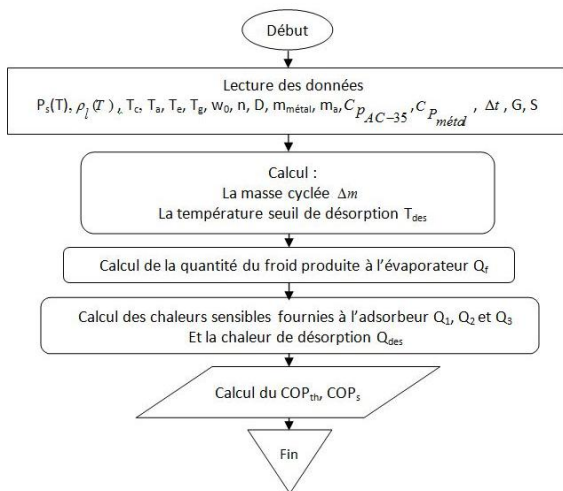


Fig. 6. Organigramme évaluant les différentes quantités de chaleur du système  $COP_{th}$  et  $COP_s$ .

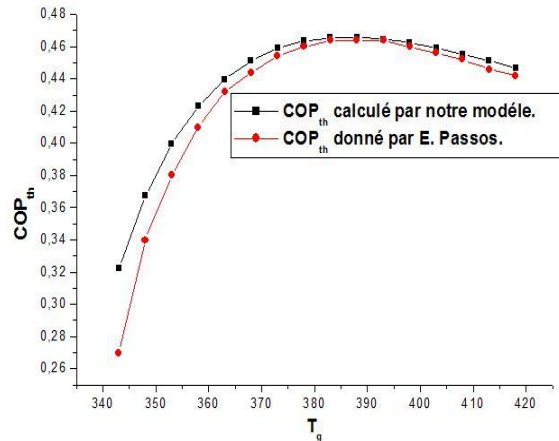


Fig. 7.  $COP_{th}$  obtenu par la présente étude et par Passos et al. (1986) pour le couple Charbon actif AC-35/ Méthanol.

chaleur spécifique de l’adsorbant (AC-35)  $Cp_{(AC-35)}=920$   $kJ/(kg.K)$  et la chaleur spécifique du métal qui est le cuivre  $Cp_{m\acute{e}tal}=380$   $kJ/(kg.K)$ . Le tableau 3 montre que les valeurs du  $COP_{th}$  sont dans les normes de cycle idéal à adsorption. La température de régénération n’a pas dépassé les  $110^{\circ}C$  en restant en dessous de  $150^{\circ}C$  où le méthanol commence à se décomposer.

Le Tableau 4 présente une comparaison des résultats de la présente étude avec d’autres travaux de la littérature (Buchtera et al. 2003, Leite et Daguene 2000, Sumathy and Zhongfu 1999). Tous les travaux ont utilisé le Charbon actif-Méthanol comme couple de travail. Par rapport aux prototypes, de production du froid solaire par adsorption, réalisés auparavant et en se basant sur les études citées, le dispositif réalisé par l’équipe FCEEOR de l’UDES a prouvé un  $COP_s$  acceptable.

5.3 Influence de la masse de la partie métallique de l’adsorbueur

La figure 8 montre l’effet de la masse des parties métalliques de l’adsorbueur en cuivre sur le  $COP_{th}$  sous les conditions de fonctionnement suivantes :  $T_a= 25^{\circ}C$ ,  $T_e= 1^{\circ}C$ ,  $T_c= 35^{\circ}C$ . On remarque sur la figure 8 que la masse des parties métalliques de l’adsorbueur n’a pas d’effet remarquable sur la quantité de froid  $Q_{ev}$  produite par l’évaporateur. Ceci confirme l’équation (3) où aucune relation n’apparaît entre  $m_{m\acute{e}tal}$  et  $Q_{ev}$ . Par contre,  $m_{m\acute{e}tal}$  entraîne une augmentation de la chaleur  $Q_g$  en confirmant l’équation (2) qui montre que plus  $m_{m\acute{e}tal}$  est élevée plus le  $COP_{th}$  diminue.

4.4. Influence du matériau de construction de l’adsorbueur

La figure 9 montre l’influence du matériau de construction de l’adsorbueur sur le  $COP_{th}$  en employant différents matériaux (Cuivre, Acier 0,1c, Aluminium) dans le code élaboré. On remarque que la performance du système de réfrigération par adsorption est fortement influencée par le matériau de construction de l’adsorbueur. Le cuivre semble être le meilleur

Tableau 4. Comparaison des résultats de la présente étude avec d’autres travaux de la littérature.

Surface de captation ( $m^2$ )	$T_c$ ( $^{\circ}C$ )	$T_e$ ( $^{\circ}C$ )	$T_g$ ( $^{\circ}C$ )	$T_a$ ( $^{\circ}C$ )	$COP_s$	Couple de travail	Référence
2	-	-	-	-	0,08 – 0,13	Charbon actif-Méthanol	Buchtera et al. (2003)
-	33	-0,9	105	20,6 - 27,3	0,24	Charbon actif- Méthanol	Leite et Daguene (2000)
0,92	-	-6	70 - 78	6 - 13	0,1 – 0,12	Charbon actif-Méthanol	Sumathy and Zhongfu (1999)
0,19	35	1	80 - 110	25	<b>0,054 – 0,09</b>	Charbon actif-Méthanol	Présent travail

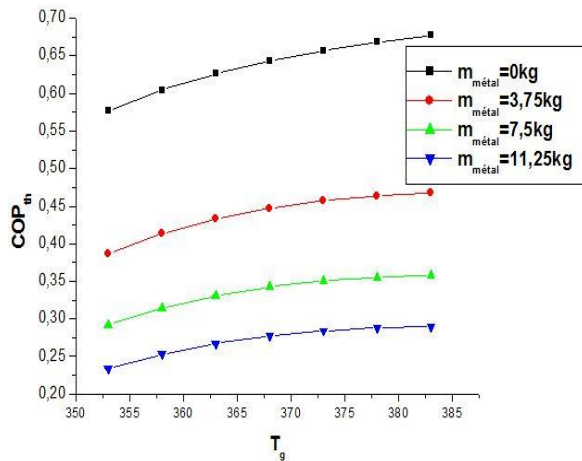


Fig. 8. Influence de la masse de la partie métallique de l'adsorbteur sur le  $COP_{th}$ .

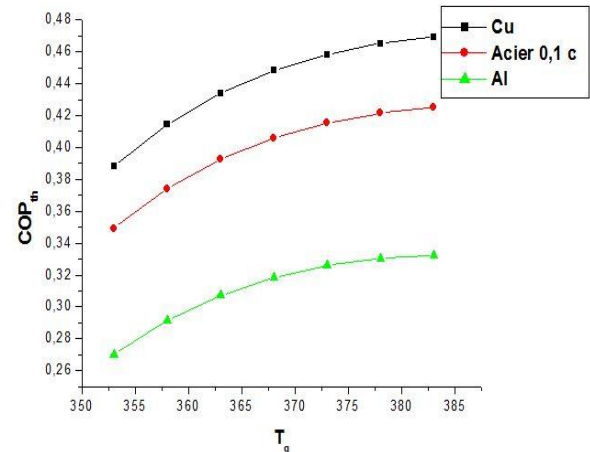


Fig. 9. Influence du matériau de construction de l'adsorbteur sur le  $COP_{th}$ .

matériau pour obtenir un  $COP_{th}$  élevé. Ceci est dû à la faible chaleur spécifique du cuivre qui contribue dans la chaleur sensible utilisé pour chauffer l'adsorbteur. En effet, cette chaleur sensible est moins que celle utilisée pour chauffer l'adsorbteur réalisé en Aluminium ou en Acier 0,1c.

## 6. Conclusion

Dans cet article, on présente les résultats de la première étude expérimentale réalisée en 2013 sur le premier prototype d'une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol. Cette dernière est réalisée et testée au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEOR, de l'Unité de Développement des Equipements Solaire, UDES, Tipaza affiliée au Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER (Algérie).

Les températures de fonctionnement du réfrigérateur à adsorption ont été mesurées pour chacune des quatre irradiances appliquées (800, 820, 1000 et 1020  $W/m^2$ ). Les mesures expérimentales ont été présentées et discutées. Afin d'évaluer les performances du dispositif réalisé, par calcul de son  $COP_s$  et  $COP_{th}$ , un code de calcul est développé en utilisant le modèle mathématique de Dubinin-Astakhov. Après la validation du code de calcul, il a été conclu que le dispositif réalisé a prouvé un  $COP_s$  acceptable. Ainsi, une étude paramétrique a été présentée en discutant l'influence de la masse et du matériau de construction de l'adsorbteur sur le  $COP_{th}$  du réfrigérateur réalisé.

Par ailleurs, les distributions des températures mesurées pendant les différentes phases du cycle ont montré que la température de régénération n'a pas dépassé les 110°C en restant en dessous de 150°C où le méthanol commence à se décomposer. Ainsi, on a pu attendre des températures de l'ordre de -1°C dans l'enceinte contenant l'évaporateur du prototype réalisé en restant sur des valeurs du  $COP_{th}$  dans les normes de cycle idéal à adsorption.

## Références

Assilzadeha, F., S. A. Kalogiroub, Y. Alia, K. Sopiana (2005) Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy* 30(8): 1143-1159.

Bejan, A., D. Kraus (2003) *Heat transfer handbook*. Wiley, New York.

Bouzeffour, F., B. Khelidj, M. Tahar abbes (2016) Experimental investigation of a solar adsorption refrigeration system working with silicagel/water pair: A case study for Bou-Ismaïl solar data. *Solar Energy*, 131(June): 165-175.

Buchtera, F., P. Dinda, M. Pons (2003) An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso. *International Journal of Refrigeration* 26(1): 79-86.

Cherrad, N., A. Benchabane, L. Sedira, A. Rouag (2017) Effect of heating time of adsorber-collector on the performance of a solar adsorption refrigerator. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering* 12: 7.1-9.

Cherrad, N., A. Benchabane, L. Sedira, A. Rouag (2018) Transient numerical model for predicting operating temperatures of solar adsorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 130(5): 1163-1174.

Critoph, R. E. (1994) An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling. *Renewable Energy* 5(1-4): 502-508.

Diny, M. (1996) Étude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine. Thèse de Doctorat d'état. Université Henri Poincaré, Nancy 1.

Djebiret, M. A. (2012) Étude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra. mémoire de Magistère. Université Mohamed Khider, Biskra, Algérie

Djebiret, M. A., M. Ouali, M. Mokrane, N. Hatraf, N. Kasbadji-Merzouk (2015) Étude paramétrique d'un cycle à simple effet d'une machine frigorifique d'adsorption. *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)* 4(2): 1-4.

Errougani, A. (2007) Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif - méthanol dans le site de Rabat. Thèse de doctorat d'état, Université Mohammed V, Rabat, Maroc.

Fan, Y., L. Luo, B. Souyri (2007) Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11(8): 1758-1775.

Khattab, N.M. (2004) A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Applied Thermal Engineering* 24 (17-18): 2747-2760.

Leite, A. P. F., M. Dagueuet (2000) Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration. *Energy Conversion & Management* 41(15): 1625-1647.

- Lemmini, F., A. Errougani (2005) Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. *Renewable Energy* 30(13): 1989-2003.
- Lu, Z., R. Wang, Z. Xia (2013) Experimental analysis of an adsorption air conditioning with micro-porous silica gel water. *Applied Thermal Engineering* 50(1): 1015-1020.
- Meunier, F. (1998) Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications. *Applied Thermal Engineering* 18(9-10): 715-729.
- Passos, E., F. Meunier, J. C. Gianola (1986) Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon. *Heat Recovery Systems* 6(3): 259-264.
- Pons, M., P. Grenier (1986) A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon + methanol pair. *Carbon* 24(5): 615-625.
- Rouag, A., A. Benchabane, A. Labed, N. Boultif (2016) Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator. *Journal of Applied Engineering Science & Technology* 2(1): 23-29.
- Sumathy, K., L. Zhongfu (1999) Experiments with solar-powered adsorption ice-maker. *Renewable Energy* 16(1-4): 704-707.
- Yahi, F., B. Abbad, M. Berdja, M. Ouali, F. Bouzzefour (2013) Experimental evaluation of solar adsorption machine with intermittent cycle. *International Workshop on New Working Fluids for Absorption Heat Pumps and Refrigeration Systems*, Tarragona, Spain.