

OPTIMISATION ENERGETIQUE DU REACTEUR SOLAIRE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ADSORPTION UTILISANT LE COUPLE CHARBON ACTIF-AMMONIAC

*Ahmed AL MERS, Abdelaziz MIMET**

Laboratoire d'Energétiques et Mécanique des fluides, Université Moulay Esmâil, Ecole Nationale supérieure d'Art et Métier (ENSAM-MEKNES), B.P 4024, Meknès, Maroc. e-mail : almers_a@hotmail.com

*Laboratoire d'Energétique, Equipe d'Energétique Mécanique des fluides et matériaux Université Abdelmalek Essâadi-Faculté des Sciences B.P 2121, Tétouan, Maroc. e-mail : mimet@fst.ac.ma

INTRODUCTION

Les machines frigorifiques à adsorption constituent un sujet de recherche actuelle [1], [2], [3], elles constituent une alternative intéressante. L'intérêt essentiel que représentent résulte de la bonne réversibilité des réactions d'adsorption et de leur parfaite adaptation aux énergies thermiques à basse température. L'intermittence du cycle de base d'une machine à adsorption représente une caractéristique utile dans les applications où l'énergie n'est que discontinuellement disponible. Ces machines sont parfaitement adaptables à l'énergie solaire.

Dans une machine à adsorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur-adsorbant (contenant l'adsorbant solide) situé à l'intérieur du capteur solaire (voir figure 1). Cependant la présence du solide adsorbant qui est un mauvais conducteur de chaleur et la nature de contact entre l'adsorbant et les parties métalliques du réacteur, font que l'énergie captée par la surface absorbante du collecteur diffuse mal à l'intérieur du réacteur, entraînant de forts gradients de température dans le lit poreux et une différence importante de température entre la paroi métallique et le milieu réactif, il en résulte une augmentation des pertes avant du capteur (qui sont directement liées à la température de la paroi métallique), et par conséquent une baisse des performances de la machine.

L'amélioration des performances de la machine est conditionnée donc par la qualité de transfert thermique dans le réacteur. Pour atteindre cet objectif, deux voies peuvent être adoptées :

- Amélioration des propriétés de transfert de chaleur de l'adsorbant, citons par exemple, la technique de préparation des adsorbants composites consolidés [4], ces adsorbants sont obtenus à partir des poudres de l'adsorbant solide mélangées avec d'autres matériaux dont la conductivité thermique est plus grande.
- Amélioration de la surface d'échange entre la paroi métallique extérieure du réacteur et l'adsorbant solide en utilisant des ailettes internes, jouant le rôle de ponts thermiques entre la paroi chauffante et le milieu réactif. Cette voie peut être conduite à partir d'une analyse issue de la modélisation mathématique du procédé, et une optimisation basée sur les techniques du contrôle optimal.

C'est cette dernière solution qui sera traitée dans ce travail. Nous allons aborder le problème de dimensionnement optimal d'un réacteur cylindrique ailette intérieurement en fonction de sa configuration géométrique, et cela en tenant compte des contraintes énergétiques liées au système et aussi en tenant compte des contraintes liées à l'utilisation de l'énergie solaire.

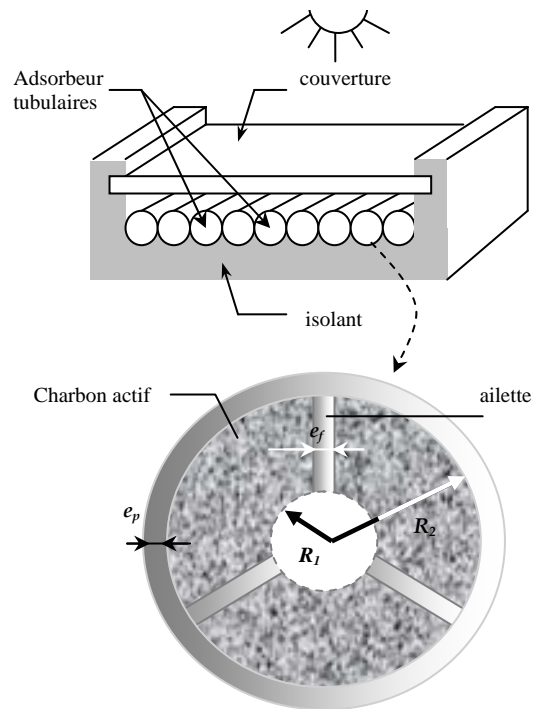


Figure 1 : Schéma du réacteur solaire étudié

MODELISATION DU REACTEUR

La figure 1 donne le schéma du collecteur-adsorbant que nous allons étudier. Le réacteur sera de type modulaire, constitué de un ou plusieurs tubes. Cette configuration répond mieux aux critères de facilité de construction et de la résistance à la pression, qui dépasse 15 bars dans le cas de l'ammoniac. L'adsorbant solide est contenu dans l'espace défini entre la grille cylindrique et la paroi externe des tubes. Les ailettes forment des ponts thermiques entre la paroi absorbante du réacteur et l'adsorbant solide, elles sont radialement disposées. L'espace central formé par la grille cylindrique n'est occupé que par la vapeur, ce qui permet une bonne répartition du gaz dans le lit d'adsorbant. Le réacteur est

enfermé dans un capteur solaire plan ordinaire, constitué d'une isolation arrière et latérale, d'une couverture transparente et d'une surface absorbante.

Le modèle qui décrit le transfert de chaleur et masse dans le réacteur solaire au cours du temps sera basé sur les hypothèses simplificatrices suivantes [2], [5]:

- 1- Le milieu poreux est traité comme un milieu unique équivalent : les trois phases (solide (s), adsorbée (a) et gazeuse (g)) sont considérées à une température unique équivalente T, le milieu poreux est caractérisé donc par une conductivité thermique équivalente λ_e .
- 2- Echange de chaleur par convection du au transfert de l'ammoniac gazeux est négligeable.
- 3- Résistance au transfert de masse dans les micro- et les macro-pores et dans les espaces interstitielles négligeable.
- 4- Perte de charge négligeable ($\nabla P=0$)
- 5- le transfert de chaleur est supposé bidimensionnel.

Le processus de transfert de chaleur et de masse dans chaque tube peut être décrit par le système d'équations aux dérivées partielles suivantes :

1. Equation générale de transfert de chaleur et de masse dans le milieu peux (charbon actif/ammoniac) :

$$(\rho_s c_s (1-\varepsilon) + (\varepsilon-\alpha)\rho_g c_g + \rho_a c_a) \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_e \Delta T + \frac{\partial}{\partial t} [(\varepsilon-\alpha)\rho_g] \frac{P}{\rho_g} + \rho_{app} \frac{\partial m_a}{\partial t} \frac{P}{\rho_a} + \Delta H_{ads} \rho_{app} \frac{\partial m_a}{\partial t}$$

ρ_i et c_i sont respectivement la densité et la chaleur spécifique de la phase i, ε la fraction volumique de la phase adsorbée, α et ρ_{app} sont la porosité et la masse volumique apparente du charbon actif et ΔH_{ads} la chaleur isostérique d'adsorption en (KJ/Kg).

Pour décrire la loi de variation de la masse adsorbée m_a (kg/kg-CA) en fonction de la température (T) et de la pression (P), Nous avons retenu dans notre travail le modèle d'adsorption de Wilson [2] pour sa parfaite description de l'adsorption de l'ammoniac sur charbon actif.

- 2- Equation de transfert de chaleur dans les parties métalliques du réacteur (paroi, ailettes) :

$$\rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \lambda_m \Delta T_m$$

- 3- Equation de bilan global pour la surface absorbante du capteur :

$$-\lambda_m \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = \frac{2}{\pi} a_p G(t) + h_{cv}(T_{am} - T) + \varepsilon_b \sigma (T_{am}^4 - T^4)$$

Où ε_b est l'emissivité de l'absorbeur, $G(t)$ le flux solaire (w/m^2), a_p coefficient d'absorption des rayonnements solaires du capteur et h_{cv} ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$) le

coefficient d'échange par convection avec l'ambiance supposée à la température T_{am} .

VALIDATION DU MODELE

Ce système d'équation complété par les conditions initiales et aux limites forme un système d'équations fortement non linéaires et couplées. La résolution est effectuée par la méthode de différences finies utilisant le schéma implicite.

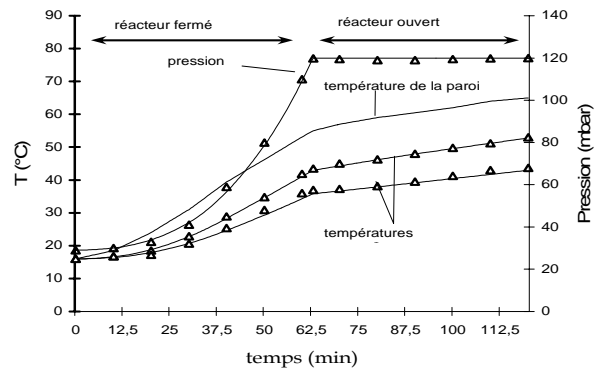
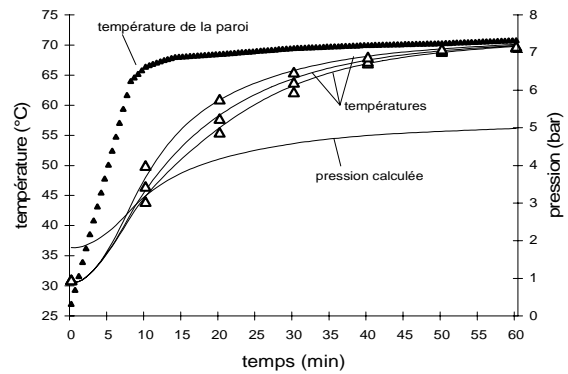


Figure 2: Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux de notre modèle : (a) cas d'un réacteur cylindrique sans ailettes utilisant le couple charbon actif-ammoniac. (b) cas d'un réacteur rectangulaire ailette utilisant le couple charbon actif-méthanol. Les températures sont représentées pour différents points du réacteur. La température de la paroi est utilisée comme condition aux limites dans le modèle. Δ expérience, $—$ simulation

Pour la validation de notre modèle, nous avons utilisé des résultats expérimentaux, concernant deux types de réacteurs (voir figure 2): dans le premier, le chauffage s'effectue par la paroi latérale, c'est le cas d'un réacteur cylindrique sans ailettes internes, à échangeur périphérique [5], le transfert est supposé seulement dans la direction radiale (cas monodimensionnelle), le couple utilisé est charbon actif-ammoniac. Le deuxième est un réacteur rectangulaire avec ailettes internes (3) utilisant le couple charbon actif-méthanol [6]. C'est sur ce dernier que le modèle est validé dans le cas bidimensionnelle.

OPTIMISATION DU REACTEUR

La configuration géométrique du réacteur est caractérisée par les paramètres suivants : nombre d'ailettes (N_f), épaisseur de l'ailette (e_f) et le rayon des tubes (R_2) (voir figure1).

Pour mettre en évidence la sensibilité des performances de la machine en fonction de ces paramètres, nous avons représenté sur le diagramme (e_f, R_2) (voir figures de 3) les isovaleurs du COPs calculé par le modèle à partir de donnée solaire réelles. Ce diagramme montre qu'il existe un dimensionnement optimal du réacteur. Pour un nombre d'ailettes donné l'optimum obtenu est unique.

La procédure d'optimisation de dimensionnement consiste à chercher la configuration géométrique du réacteur qui réalise le maximum du COPs. L'optimum sera caractérisé par le triplet (N_f^0, e_f^0, R_2^0). Cela revient à résoudre le problème d'optimisation suivant :

$$\begin{cases} COPs = f(N_f, e_f, R_2) \\ \max COPs ; N_f \in [0, N_f^{\max}], \\ e_f \in [e_f^{\min}, e_f^{\max}], R_2 \in [R_2^{\min}, R_2^{\max}] \end{cases}$$

Puisque le COPs n'est pas donné par expression simple et explicite de e_f et R_2 , l'introduction de méthodes d'approximation et de discrétisation est nécessaire.

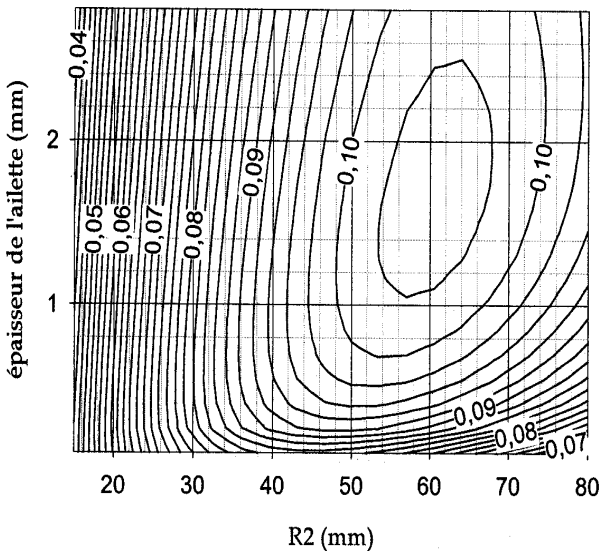


Figure 3 : Isovaleurs du COPs dans le diagramme (e_f, R_2) : cas d'un réacteur avec 5 ailettes

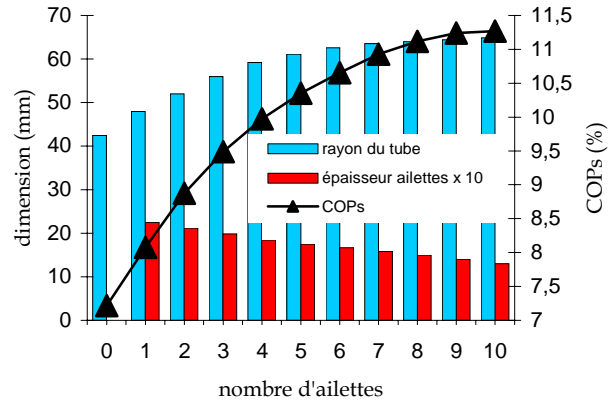


Figure 4 : évolution des dimensions optimales et du COPs correspondant en fonction du nombre d'ailettes

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Sur la figure (4) nous avons représenté, en fonction du nombre d'ailettes, le COPs maximale et les paramètres géométriques optimaux correspondants (e_f, R_2). Les températures d'évaporation, de condensation et celle de début de chauffage considérées sont respectivement : 0°C, 30°C, et 25 °C. Nous avons utilisé des données solaires, dont la quantité d'énergie solaire totale incidente pendant la journée est de l'ordre de 26000 kJ/m².

On constate l'augmentation du COPs maximal lorsque le nombre d'ailettes augmente. Cependant, il semble que le passage d'un réacteur sans ailettes à un réacteur avec 5 à 6 ailettes présente une augmentation très significative des performances : le COPs augmente de 7.2% pour un réacteur sans ailettes, à 10.5 % pour un réacteur avec 6 ailettes. Ce qui correspond à un gain de plus de 3 %. La même figure met en évidence une sorte d'asymptote pour le rayon optimal et pour le COPs, qui correspondent aux performances maximales qui peuvent être obtenues par ce type de réacteur, dont le COPs correspondant est de 11.25 %.

INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DU CONDENSEUR ET DE L'EVAPORATEUR

Les résultats énoncés dans ce paragraphe mettent en évidence la sensibilité des paramètres géométriques optimaux aux températures du condenseur et de l'évaporateur.

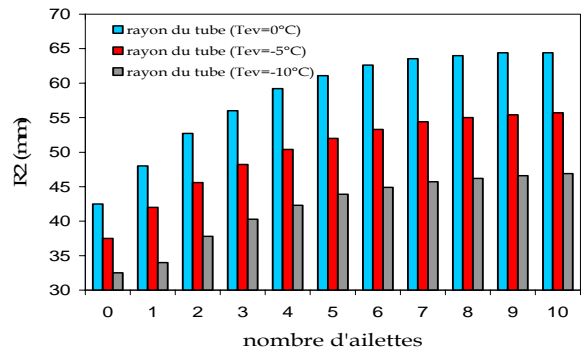


Figure 5 : Influence de la température d'évaporation sur le rayon optimal : $T_{con} = 30^\circ\text{C}$, $T(t=0) = 25^\circ\text{C}$, $Q_s = 26159 \text{ kJ/m}^2$

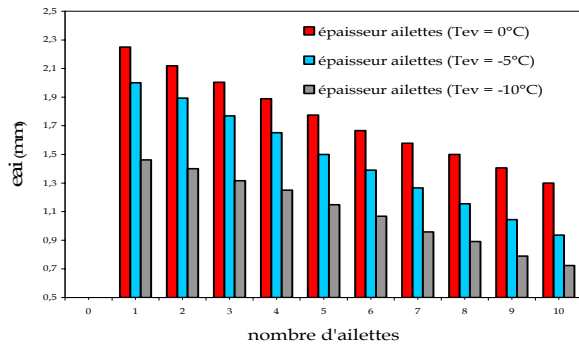


Figure 6 : Influence de la température d'évaporation sur l'épaisseur optimale des ailettes : $T_{con} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T(t=0) = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Q_s = 26159\text{ kJ/m}^2$

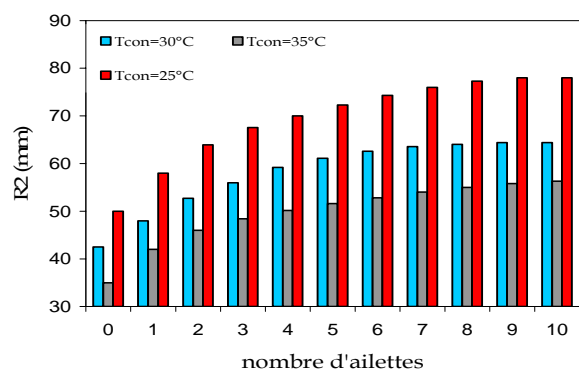


Figure 7 : Influence de la température du condenseur sur le rayon optimal : $T_{ev} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T(t=0) = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Q_s = 26159\text{ kJ/m}^2$

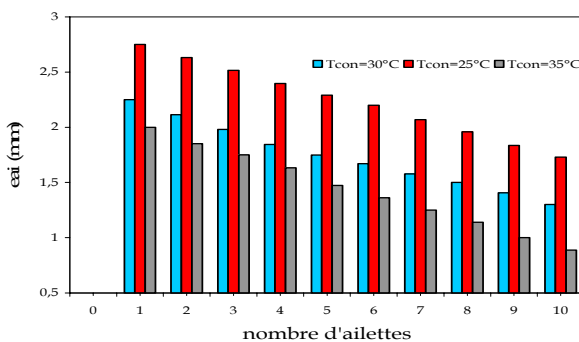


Figure 8 : Influence de la température du condenseur sur l'épaisseur optimale des ailettes : $T_{ev} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T(t=0) = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Q_s = 26159\text{ kJ/m}^2$

On remarque une forte diminution des performances de la machine lorsque la température de l'évaporateur diminue ou bien lorsque la température du condenseur augmente.

Cependant, Les figures 6, 7, 8 montrent que les paramètres géométriques optimaux (R_2, e_{ai}) doivent être diminués, et cela d'autant plus que la température d'évaporation est plus basse et la température du condenseur est plus élevée

Ces résultats montrent que le dimensionnement du réacteur doit être adapté aux conditions de fonctionnement de la machine. Cependant, dans le cas d'une machine solaire, il est difficile de fixer certaines

conditions, telles que la température du condenseur par exemple. Cette dernière dépend de plusieurs facteurs aléatoires liés au type du climat du site de d'application. Dans ce cas le dimensionnement du réacteur doit être effectué pour les valeurs moyennes (annuelles par exemple). Ce qui implique que les paramètres géométriques optimaux du réacteur doivent être liés au type du climat.

CONCLUSION

Dans ce travail nous avons établi un modèle simulant le comportement réel d'un réacteur solaire cylindrique ailette, destinée pour une machine frigorifique solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif-ammoniac. La confrontation des résultats expérimentaux avec ceux du modèle nous a permis de valider ce dernier. Nous avons mis en évidence la sensibilité des performances de la machine par rapport à la configuration géométrique du réacteur. Le modèle établi est utilisé pour la recherche de la configuration géométrique optimale du réacteur qui maximise le COPs de la machine, les résultats obtenus montrent que le l'utilisation d'un réacteur optimisé, dont le nombre d'ailettes varie entre 6 et 10 permet de d'augmenter d'une manière très significative le COPs. D'autre part, nous avons mis en évidence la sensibilité du dimensionnement optimal du réacteur aux températures du condenseur et de l'évaporateur. Nous avons montré que l'optimisation du réacteur doit être effectuée en tenant compte de l'application à laquelle la machine est destinée, ainsi que le type de climat du site d'application.

RÉFÉRENCES

- [1] A. BOUBAKRI, J.J. GUILLEMINOT and F. MEUNIER, 2000, Adsorptive Solar Powered Ice Maker: Experiments and Model. Solar Energy, Vol. 69, pp.249-263
- [2] A. AL MERS, Thèse de Doctorat, Etude de transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac-Application à la modélisation d'une machine frigorifique, FST, Tétouan (Maroc) (2002).
- [3] A. AL MERS, A. MIMET, Numerical study of heat and mass transfer in adsorption porous medium heated by solar energy "Boubnov-Galerkin method", Journal of heat and mass transfer, Vol. 41, N°8, pp 717-723 (2005).
- [4] TAI-HEE EUN et al., 2000, Enhancement of heat and mass transfer in Silica-expanded graphite composite blocks for adsorption heat pumps: Part I. Characterisation of the composite blocks, International journal of refrigeration 23, pp. 64-73
- [5] A. MIMET and J. BOUGARD, 1998, Heat and Mass Transfer in Cylindrical porous Medium of activated Carbon and Ammonia, Recent Advances in Problems of Flow and Transport in Porous Media, pp.153-163, Kluwer Academic publisher, J.M.Crolet (eds)
- [6] J. J. GUILLEMINOT, F. MEUNIER and PAKLEZA, 1987, Heat and mass transfer in a non-isothermal fixed-bed solide adsorbent reactor: a uniform pressure, non uniform temperature case. Int. J. Heat and mass transfer, 30(8), pp.1595-1606