

L'effet des températures de fonctionnement sur la performance d'un système de réfrigération par absorption

Rabah Touaibi¹, Michel Feidt², Elena Eugenia Vasilescu³, M. Tahar Abbes⁴

*Laboratoire des Fluides Industriels Mesures et Applications, FIMA,
Université de Khemis Miliana, Ain Defla, 44225, Algérie.*

¹rabahtouaibi2007@yahoo.fr

*Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, LEMTA, 2
avenue de la Forêt de Haye BP160 54504 Vandœuvre-lès-Nancy Cedex, France.*

²michel.feidt@univ-lorraine.fr

Département de thermodynamique, université polytechnique de Bucarest, Roumanie.

³eev_ro@yahoo.com

Département de Génie Mécanique, Université de Chlef, Algérie,

⁴taharabbes@yahoo.fr

Résumé— Cette étude s'intéresse aux systèmes de réfrigération par absorption utilisant le couple Eau-Bromure de lithium qui deviennent aujourd'hui une solution alternative pour le conditionnement d'air grâce à leurs nombreux avantages. Les fluides utilisés habituellement par ces systèmes sont relativement bénins pour l'environnement que ce soit l'ammoniac, l'eau ou les alcools. Ce type de systèmes de réfrigération présente l'avantage de pouvoir utiliser une source de chaleur gratuite par couplage avec une source thermique solaire ou une source de chaleur fatale. Le présent travail présente une étude d'un système de réfrigération par absorption avec un récupérateur de chaleur. Ce système utilise Eau-Bromure de Lithium comme solution de travail. Nous avons étudié l'effet de quelques grandeurs physiques sur les performances du système notamment l'effet des températures de fonctionnement.

Mots-clés— *Système de réfrigération, absorption, Eau-bromure de lithium, performance.*

I. INTRODUCTION

Les systèmes de réfrigération à sorption représentent une alternative intéressante dans ce cadre. Les recherches dans le domaine de la production du froid sont motivées à la fois dans le domaine de l'habitat que dans le domaine industriel notamment l'agro-alimentaire [1],[2]. Dans les régions chaudes ces systèmes alternatifs, utilisant le soleil comme source de chaleur, constituent une solution très attractive. Le coefficient de performance peut en être amélioré en utilisant un échangeur récupérateur entre les circuits de la solution riche et de la solution pauvre [3]-[5]. Parmi les travaux de recherche portant sur les systèmes de réfrigération par absorption, on cite les travaux de F. Assilzadeha et al. [6] qui ont montré que la climatisation Solaire par absorption a beaucoup d'avantages, une fois cette dernière comparée avec les systèmes classiques de compression mécanique. M. Balghouthia et al. [7] montrent qu'en raison du coût élevé de combustibles fossiles et des problèmes écologiques provoqués par l'utilisation étendue des dispositifs de climatisation, l'utilisation du système de réfrigération utilisant l'énergie

solaire devient importante. Ben Ezzine et al. [8] ont développé un modèle mathématique de simulation basé sur la conservation de masse et d'énergie. La présente communication, concerne un système basé sur le couple Eau-Bromure de Lithium (Eau-LiBr), où le LiBr joue le rôle du solvant. Après avoir établi les bilans d'énergie au niveau des différents composants du système, nous effectuons une étude paramétrique de ce dernier et nous analysons particulièrement l'influence de la variation de différentes températures de fonctionnement sur le COP et sur la puissance dépensée au niveau de générateur.

II. DISPOSITIF DU SYSTEME DE REFRIGERATION A ABSORPTION

Le système représenté sur la Fig.1 semblable à celui étudié par M. Feidt [4] et par R. Gomri [5] comporte un ensemble de condensation-évaporation classique par rapport aux systèmes à compression mécanique. Le reste du système constitue un compresseur thermique qui remplace le compresseur mécanique. Le générateur (Fig.1) reçoit la puissance thermique nécessaire à la désorption de la solution Eau-LiBr. Cette désorption transforme la solution riche en solution pauvre et chaude qui est renvoyée via une vanne, pouvant être commandée, vers l'absorbeur à travers un échangeur récupérateur. La solution pauvre s'enrichit dans l'absorbeur grâce à la vapeur d'eau arrivant de l'évaporateur. Elle y cède une puissance thermique qui permet la sorption de cette vapeur. Elle est ensuite refoulée par une pompe vers le générateur. Le système comporte un échangeur récupérateur entre la solution chaude provenant du générateur et la solution froide qui arrive de l'absorbeur [5]. La vapeur d'eau séparée de la solution dans le générateur constitue le fluide frigorigène et s'écoule vers le condenseur où elle est refroidie et condensée avant d'être détendue par une vanne, pouvant elle aussi être commandée, et réintroduite dans l'évaporateur où l'on obtient l'effet utile. De cette façon, le fluide frigorigène parcourt un cycle [9].

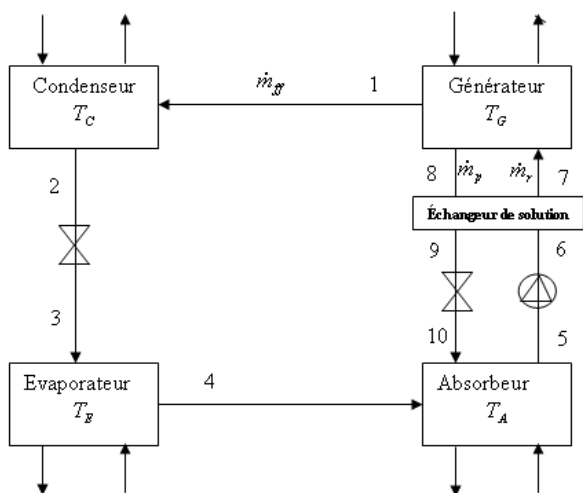


Fig.1 : Schéma de base d'un système de réfrigération par absorption

III. MODÉLISATION

Les hypothèses

- Les pertes de charge sont négligeables.
- La détente est isenthalpique au niveau des vannes.
- Les variations de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle sont négligeables.
- Le système est adiabatique (sans pertes thermiques).
- Le système fonctionne en régime dynamique stationnaire.

A. Bilans de masse et d'énergie

Les bilans massiques en débit et en concentrations massiques de la solution dans le générateur peuvent être établis comme suit [10].

1) Bilan massique global

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{ff} + \dot{m}_p(1)$$

Soient x_r , x_p représente les titres massiques de la solution riche et la solution pauvre, \dot{m}_{ff} , \dot{m}_r et \dot{m}_p représentent respectivement les débits massiques du fluide frigorigène, de la solution riche et de la solution pauvre.

2) Bilan massique du LiBr

Si l'on note x_r et x_p les titres massiques du LiBr, nous pouvons écrire la conservation de la masse de cette espèce chimique :

$$\dot{m}_r x_r = \dot{m}_p x_p \quad (2) \text{ Débits massiques de la solution}$$

De l'expression (1) et (2) On déduit l'expression de \dot{m}_r et \dot{m}_p en fonction du débit du frigorigène et des titres comme suit.

$$\dot{m}_r = \frac{x_p}{x_p - x_r} \dot{m}_{ff}(3)$$

$$\dot{m}_p = \frac{x_r}{x_p - x_r} \dot{m}_{ff}(4)$$

3) Bilans d'énergies

Nous appliquons le bilan d'énergie [10] sur un volume de contrôle de chacun des composants du système pour établir les équations 5 à 12 ci-dessous.

Absorbeur

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur venant de l'évaporateur est absorbé dans l'absorbeur par la solution qui s'enrichit en frigorigène, nous avons.

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ff} h_4 + \dot{m}_p h_{10} - \dot{m}_r h_5(5)$$

Pompe de solution

La pompe de circulation transporte la solution riche en frigorigène vers le Générateur à haute pression. Le bilan d'énergie donne :

$$\dot{W}_{pom} = \dot{m}_r (h_6 - h_5)(6)$$

Echangeur récupérateur

Au niveau de cet élément, l'échange de chaleur s'effectue entre la solution pauvre et la solution riche et le bilan énergétique s'écrit comme suit.

$$\dot{m}_r (h_7 - h_6) = \dot{m}_p (h_8 - h_9)(7)$$

L'efficacité de ce dernier s'exprime comme suit :

$$Eff = \frac{T_9 - T_8}{T_6 - T_5}(8)$$

En supposant que $\dot{C} = cte$ pour la solution pauvre qui est la solution limitante.

Générateur thermique

Le fluide frigorigène est séparé de la solution sous l'effet de la chaleur fournie au générateur par une source thermique extérieure, le bilan s'écrit.

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{ff} h_1 + \dot{m}_p h_8 - \dot{m}_r h_7(9)$$

Vanne d'expansion (coté solution)

La solution pauvre en frigorigène quitte le générateur et subit à une détente supposée isenthalpique à travers une vanne. Le bilan énergétique s'écrit.

$$h_{10} = h_9(10)$$

Condenseur

A la sortie du condenseur le fluide frigorigène devient liquide et le bilan énergétique s'écrit.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ff} (h_1 - h_2)(11)$$

Vanne d'expansion (coté réfrigérant)

Dans cet élément, le fluide frigorigène subit une détente supposée isenthalpique donc. Il s'en suit :

$$h_3 = h_2(12)$$

Evaporateur

Au niveau de l'évaporateur nous avons l'effet utile. Une puissance thermique est absorbée par le fluide frigorigène pour permettre son évaporation.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ff}(h_4 - h_3) \quad (13)$$

B. Coefficients de performance.

1) Coefficient de performance

Le coefficient de performance d'un système de réfrigération par absorption est défini par M. Feidt [4] et R. Gomri [5]. Il s'exprime comme suit :

$$COP_{cycle} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{POM}} \quad (14)$$

C'est un rapport entre l'effet utile obtenu et la dépense énergétique.

2) Coefficient de performance limite

Le coefficient de performance limite pour un tel cycle est défini R. Touaibi et al [9] et O. Kaynakli [11] par cette expression:

$$COP_{Carnot} = \left(\frac{T_G - T_A}{T_G}\right) \left(\frac{T_E}{T_C - T_E}\right) \quad (15)$$

IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les différents résultats présentés dans ce travail sont obtenus à partir de la résolution des équations du modèle développé ci-dessus. Nous avons utilisé le logiciel EES [12] pour résoudre ces équations. Notre modèle permet d'analyser et d'étudier l'influence de différents paramètres sur l'efficacité du système et sur la performance de chaque composant constituant ce dernier. Pour étudier l'influence d'un paramètre, nous le faisons varier à partir d'un état de référence et nous maintenons les autres paramètres constants. Les données de référence sont citées comme suite :

$\dot{Q}_E = 10kW$, $T_G = 90^\circ C$, $T_C = T_A = 38^\circ C$, $T_E = 4^\circ C$ et $Eff_R = 0.85$.

Nous effectuons à partir de ces données de référence une étude paramétrique. Nous étudions l'influence des différentes températures du système, la température du générateur T_G , la température du condenseur T_C et la température de l'évaporateur T_E . Les résultats sont présentés sur les figures (Fig.2 à Fig.7). Nous avons aussi étudié l'influence de l'efficacité de l'échangeur récupérateur (Fig.8 et Fig.9) sur les performances du système.

A. L'effet des températures de fonctionnement

1) L'effet de la température du générateur.

La Fig.2 montre l'effet de la température du générateur T_G respectivement sur le coefficient de performance de Carnot et sur le coefficient de performance du cycle.

La Fig.3 montre l'effet de la température du générateur T_G respectivement sur la puissance du générateur \dot{Q}_G et sur la puissance de l'absorbeur \dot{Q}_A .

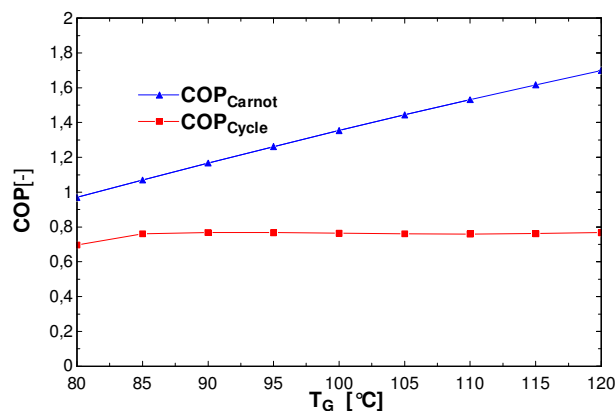


Fig.2 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur.

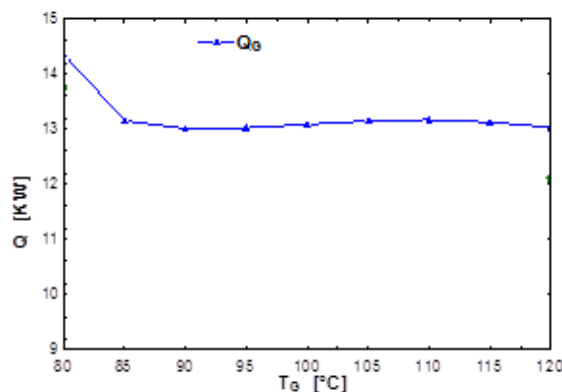


Fig.3 : Variation de la puissance dépensée au niveau du générateur en fonction de la température du générateur ($\dot{Q}_E = 10kW$)

2) L'effet de la température du condenseur.

La Fig.4 montre l'effet de la température du condenseur T_C respectivement sur le coefficient de performance de Carnot et sur le coefficient de performance du cycle.

La Fig.5 montre l'effet de la température du condenseur T_C respectivement sur la puissance du générateur \dot{Q}_G .

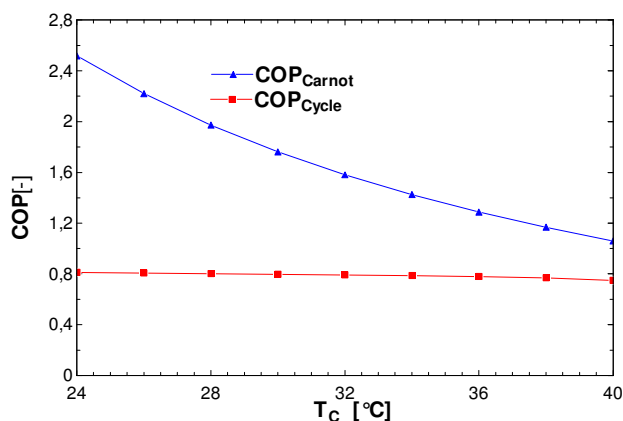


Fig.4 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur

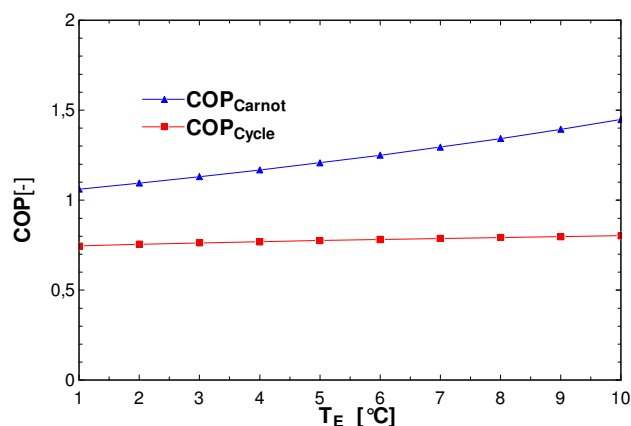


Fig.6 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur

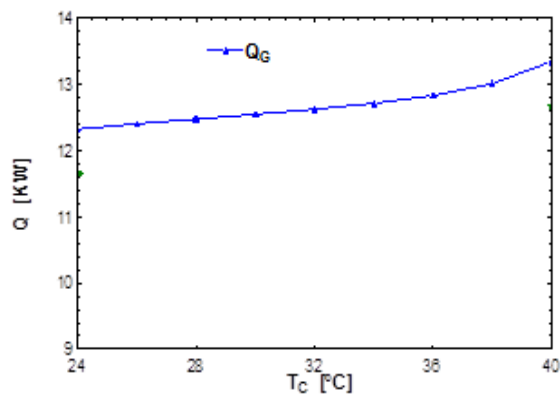


Fig.5 : Variation de la puissance dépensée au niveau du générateur en fonction de la température du condenseur (à $\dot{Q}_E = 10kW$)

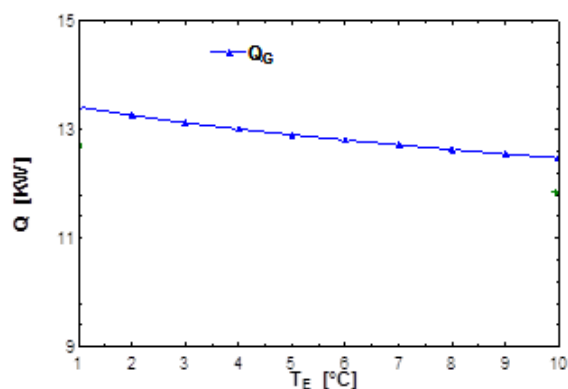


Fig.7 : Variation de la puissance dépensée au niveau du générateur en fonction de la température de l'évaporateur (à $\dot{Q}_E = 10kW$)

3) L'effet de la température de l'évaporateur

La Fig.6 montre l'effet de la température de l'évaporateur T_E respectivement sur le coefficient de performance de Carnot et sur le coefficient de performance du cycle.

La Fig.7 montre l'effet de la température de l'évaporateur T_E respectivement sur la puissance du générateur \dot{Q}_G .

V. CONCLUSION

Dans ce travail, nous avons étudié l'influence des températures de fonctionnement sur le coefficient de performance d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple Eau-Bromure de Lithium munie d'un échangeur récupérateur. Nous avons étudié l'influence des températures de générateur, du condenseur et de l'évaporateur sur les performances du système. Les résultats montrent que le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur et diminue avec l'augmentation de la température du condenseur et de l'absorbeur. Il s'avère donc préférable de travailler avec une température du générateur où le coefficient de performance atteint sa valeur maximale et une température moins élevées au niveau du condenseur et de l'absorbeur. La puissance dépensée au niveau du générateur diminue avec l'augmentation de la température du générateur.

NOMENCLATURE

Les symboles

\dot{m}	Débit massique (Kg/s)
h	Enthalpie spécifique massique (KJ/kg)
x	Concentration massique (-)
T	Température (K)
\dot{W}	flux mécanique (KW)
\dot{Q}	Flux thermique (KW)
Eff	Efficacité de l'échangeur récupérateur(-)
COP	Coefficient de performance (-)

Les indices

A	Absorbeur
G	Générateur
POM	Pompe
E	Evaporateur
C	Condenseur
R	récupérateur
ff	Fluide Frigorigène
p	pauvre
r	Riche

REFERENCES

- [1] Rabah Touaibi, Michel Feidt, Elena Eugenia Vasilescu, Miloud Tahar Abbes, Parametric study and exergy analysis of solar water-lithium bromide absorption cooling system, International Journal of Exergy Vol. 13, No.3 pp. 409 - 429,2013
- [2] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.11, pp.1758–1775,2007.
- [3] P. Srihirin, S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 5,pp.343–372, 2001.
- [4] M. Feidt, Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés, Tec & Doc, 2e Edition, 1996.
- [5] R. Gomri , Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, Energy Conversion and Management vol.51,pp.1629–1636,2010.
- [6] F. Assilzadeha, S.A. Kalogiroub, Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors, Renewable Energy, vol.30, pp.1143–1159, 2005.
- [7] M. Balghouthia, M.H. Chahbanib, A. Guizania, Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia, Building and Environment Vol. 43, pp. 1459-1470,2008.
- [8] N. Ben Ezzine, Kh. Mejbri, M. Barhoumi, Thermodynamic analysis and multi-parametric optimisation of double effect absorption chiller, Int. J. Exergy, Vol. 3, No. 1, 2006.
- [9] ASHRAE, Fundamentals Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, 1985.
- [10] R. Touaibi, M. Tahar Abbes, R. Boussehain, M. Feidt, E. Vasilescu, M. Costéa, B. Khelidj, Modélisation d'un système de rafraîchissement solaire par absorption utilisant H2O-LiBr, Proceedings COFRET'10, Lasi, Roumanie, 2010.
- [11] O. Kaynakli, M. Kilic, Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, Energy Conversion and Management vol.48, pp.599–607, 2007.
- [12] www.fchart.com/ees/new-features.php.