



Simulation numérique d'un cycle à absorption solaire (LiBr/H₂O)

Lyes. Boutina^{#1}, Abdelhamid. Boualit^{#2}, Abdelaziz. Benkhelifa^{#3} et Toufik. Chergui^{#4}

[#]Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables
B.P. 88, ZI, G. Taam, Ghardaïa, Algérie
¹Boutina_ilyes@uraer.dz

Résumé— Le froid, que ce soit pour la climatisation des habitats ou la préservation des différents produits (alimentaires, pharmaceutiques...), s'obtient généralement par des machines fonctionnant suivant un cycle compression – détente. Ces dernières sont caractérisées par une consommation considérable d'énergie électrique et sont des polluées par excellence de l'environnement. L'effort des chercheurs pour éliminer ces inconvénients s'est soldé par l'émergence de nouvelles installations qui usent de l'énergie solaire pour la production du froid. Dans ce présent travail, le fonctionnement d'une machine à absorption utilisant le mélange binaire LiBr-H₂O a été modélisé. L'effet des températures de fonctionnement de chaque élément sur le coefficient de performance (COP) et l'efficacité du système (η) a été analysé. Les paramètres d'exploitation qui assurent un rendement optimal ont été également déterminés.

Mots clés— Froid solaire, machine à absorption, énergie solaire, rendement optimal.

I. INTRODUCTION

Jusqu'à présent, les climatiseurs et les réfrigérateurs domestiques fonctionnent principalement selon un cycle de compression, qui exige une dépense considérable d'énergie électrique. Pour pallier à ce problème, de nombreux scientifiques se sont penchés sur l'analyse d'un autre type de machines frigorifiques. Ce type dit machine à absorption présente une alternative intéressante dans ce domaine.

La performance du cycle d'absorption a été largement étudiée et plusieurs travaux numériques et expérimentaux ont considéré particulièrement le froid solaire. Parmi ces travaux, Cascales et al [01] ont caractérisé par plusieurs modèles un équipement d'absorption qui utilise le couple LiBr/H₂O et fonctionnant à l'énergie solaire. En fixant la rentabilité comme objectif, Kizilkan et al [02] ont déterminé les paramètres optimaux d'une installation LiBr/H₂O usant des rayons solaires comme source chaude.

Joudi et Lafta [03] ont étudié numériquement les performances d'un système frigorifique à absorption (H₂O/LiBr) en régime permanent. Ils ont étudié en détail l'effet de différentes conditions de fonctionnement sur la performance de chaque composant du système.

Fathi et Ouaskit [04] ont développé une méthode de calcul pour améliorer le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption liquide (eau/bromure de lithium). Ils ont

remarqué l'existence d'une température seuil qui limite la plage du fonctionnement du cycle. Les résultats obtenus ont montré que le COP atteint des valeurs maximales pour $T_m = 20^\circ\text{C}$ ou 25°C et $T_e = 10^\circ\text{C}$. L'utilisation d'un échangeur de chaleur à double effet pour récupérer une partie de la charge condenseur améliore également le COP d'environ 4%. Duarte et Bugarel [05] ont étudié théoriquement les conditions optimales de fonctionnement d'un système de transformation de chaleur à absorption qui utilise le couple H₂O/LiBr comme fluide de travail.

Patek et Klomfar [06] ont développé sur la base de données expérimentales des corrélations qui estiment la pression, la densité, la capacité thermique, l'enthalpie et l'entropie de solution LiBr-H₂O, sur une plage de température de 273k à 500k.

Romero et al [07] ont comparé théoriquement les performances d'un système de pompe à chaleur à absorption qui fonctionne en deux modes (refroidissement/ chauffage), pour deux mélanges (LiBr-H₂O) et (hydroxyde de potassium, sodium et césium). Les résultats montrant que le coefficient de performance est similaire pour les deux mélanges. Toutefois, ils ont constaté que le mélange (hydroxyde de potassium, sodium et césium) permet au système de fonctionner avec une grande gamme de température du condenseur et d'absorber.

Saravanan et Maiya [08] ont simulé numériquement un cycle d'absorption de vapeur qui utilise l'eau comme réfrigérant associé à 16 combinaisons différentes d'absorbant. Les résultats montrant que le mélange (H₂O-LiCl) est préférable du point de vue température de seuil et taux de circulation, alors que le mélange (H₂O-LiBr + LiCl + ZnCl₂) est meilleur du point de vue coefficient de performance et efficacité de système.

Dans ce présent travail, nous avons modélisé le fonctionnement d'une machine à absorption qui utilise le mélange binaire LiBr-H₂O. L'effet des températures de fonctionnement de chaque élément sur le fonctionnement de l'installation est analysé

II. DESCRIPTION DU SYSTEME

La Fig. 1 représente un schéma simplifié d'un système à absorption avec échangeur de chaleur.

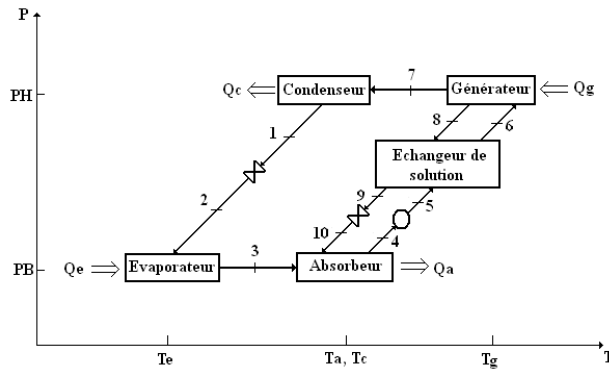


Fig. 1 Schéma simplifié d'un système à absorption avec échangeur de solution.

Dans le générateur, la solution reçoit une quantité de chaleur (Q_g) qui provoque la vaporisation du fluide de travail. Au condenseur, le LiBr gazeux se condense à la température atmosphérique sous haute pression (PH). Le liquide résultant passe à travers une vanne à l'évaporateur où il se détend en absorbant la quantité de chaleur (Q_e). Le vapeur qui sort de l'évaporateur est acheminée vers l'absorbeur où elle se combine avec la solution pauvre H₂O-LiBr issue du bouilleur délivrant une quantité de chaleur (Q_a). Enfin, la solution sortante de l'absorbeur est préchauffée dans l'échangeur de solution et retourne au générateur ce qui boucle un cycle de fonctionnement.

III. ANALYSE THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE A ABSORPTION

Dans ce travail, nous présentons une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (H₂O/LiBr) comme fluide de fonctionnement (voir Fig. 2).

A. Bilan massique

Au niveau de l'absorbeur (voir Fig. 2), deux bilans massiques peuvent être effectués :

$$m_f + m_g - m_a = 0 \quad \text{(bilan global de la solution)} \quad (1)$$

$$m_g X_c - m_a X_d = 0 \quad \text{(bilan du LiBr)} \quad (2)$$

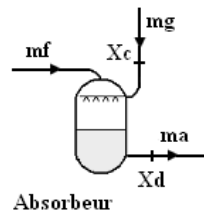


Fig. 2 Débits et titres massique au niveau de l'absorbeur

On en déduit une expression de m_g et de m_a en fonction de m_f et des différents titres en frigorigène.

$$m_a = m_f \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (3)$$

$$m_g = m_f \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad (4)$$

B. Bilan enthalpique

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur, On a :

$$\bullet \text{ Condenseur : } Q_c = m_f (h_1 - h_7) \quad (5)$$

$$\bullet \text{ Évaporateur : } Q_e = m_f (h_3 - h_2) \quad (6)$$

$$\bullet \text{ Générateur : } Q_g = m_f h_7 + m_g h_8 - m_a h_6 \quad (7)$$

$$\bullet \text{ Absorbeur : } Q_a = m_a h_4 - m_f h_3 - m_g h_{10} \quad (8)$$

$$\bullet \text{ Pompe : } W = m_a (h_5 - h_4) \quad (9)$$

C. Débit spécifique de solution (FR)

Le débit spécifique de solution (FR), s'exprime par :

$$FR = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (10)$$

Où : X_c est le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur, X_d est le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

D. Coefficient de performance COP

En utilisant les équations précédentes, le coefficient de performance peut s'exprimer par :

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gén} + W} \quad (11)$$

$$COP = \frac{\Delta x (h_3 - h_2)}{\Delta x h_7 + (X_d h_8) + (X_c (h_5 - h_4 - h_6))}$$

D'où : $\Delta x = X_c - X_d$ est appelée la plage de dégazage.

E. Le coefficient de performance de Carnot (COP_c)

Pour une machine de Carnot tritherme l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante :

$$COP_c = \frac{Q_e}{Q_g} = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (12)$$

F. L'efficacité de système (η)

L'efficacité du système (η) est défini comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c).

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \quad (13)$$

IV. ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DES PROPRIÉTÉS DE LA SOLUTION (H₂O/LiBr)

Dans cette section, on a exposé les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire H₂O/LiBr.



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa – Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



A. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure $P_{eq}(T)$

La pression d'équilibre de l'eau (fluide frigorigène) en fonction de la température, une formule expérimentale est donnée par Dupré [4].

$$P_{eq} = P_c \exp\left(\frac{T_c}{T_k} \sum \alpha\right) \quad (14)$$

Où :

- $\alpha = \frac{T_c}{T_k} (-7.85823 T_0 + 1.83991 T_0^{1.5} - 11.781 T_0^3 - 22.6705 T_0^{3.5} - 15.9393 T_0^4 + 1.77516 T_0^{7.5})$
- $T_0 = 1 - \frac{T_k}{T_c}$
- $T_c = 647.14 \text{ °C}$
- $T_k = T + 273.15$, et $P_c = 22064 \text{ Kpa}$

B. Calcul de l'enthalpie de l'eau en fonction de la température $h_{liq}(T)$

L'enthalpie de l'eau liquide par rapport à la température est donnée par la formule empirique suivante [4] :

$$h_{liq} = C_p \cdot T \quad (15)$$

Où : $C_p = 4.185 \text{ (Kj/Kg °C)}$

C. Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée en fonction de la température $h_{vap}(T)$

L'enthalpie de la vapeur de l'eau est donnée par la formule empirique suivante [4]

$$h_{vap}(T) = -125397 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.88060937 \cdot T + 2500.559 \quad (16)$$

D. Calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffée $h_{surch}(T, P)$

$$h_{surch}(T) = \frac{(h_{sh2} - h_{sh1})}{100} + h_{sh1} \quad (17)$$

Où :

- $h_{sh1} = 32.508 \cdot \ln(P) + 2513.2$
- $h_{sh1} = 0.00001 \cdot P^2 - 0.1193 \cdot P + 2689$
- $T = T_v - T_r$
- T_v est la température de la vapeur
- $T_r = \frac{-2E}{(D + [D^2 - 4E(C \log P)]^{0.5}) - 273.15}$
- Avec $C = 7.05$, $D = -1596.49$ et $E = -104095.5$

E. Calcul de la pression d'équilibre du mélange ($H_2O/LiBr$)

La corrélation qui donne la relation entre la pression de saturation est la température et la concentration de la solution ($H_2O/LiBr$) est donnée par [4]

$$\log P = C + \frac{D}{T_r + 273.15} + \frac{E}{(T_r + 273.15)^2} \quad (18)$$

- Avec $C = 7.05$, $D = -1596.49$ et $E = -104095.5$
- $T_r = \frac{-2E}{(D + [D^2 - 4E(C \log P)]^{0.5}) - 273.15}$
- $T_{sol} = \sum B + T_r \sum A$

Avec :

- $\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3$
- $\sum B = B_0 X^0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3$

Les coefficients (A, B) sont donnés dans le tableau ci-dessous

TABLE I
Les coefficients (A, B) pour le calcul de T_{sol}

i	A	B
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.71649
2	-0.003133362	0.152286
3	0.0000197668	-0.0007959

F. Calcul de l'enthalpie du mélange ($H_2O/LiBr$) $h(T, X)$

Pour calculer la relation entre l'enthalpie, la température et la concentration on a :

Pour : $0\% < X < 40\%$ [4]

$$h = (A_0 + A_1 \cdot X + A_2 \cdot X^2 + C_T (B_0 + B_1 \cdot X + B_2 \cdot X^2) \cdot 3.326) \quad (19)$$

Où : $C_T = \left(T \cdot \frac{9}{5}\right) + 32$

Les coefficients (A, B) sont donnés dans le tableau ci-dessous

TABLE II
Les coefficients (A, B) pour le calcul de $h(T, X)$

i	A	B
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.71649
2	-0.003133362	0.152286
3	0.0000197668	-0.0007959

Pour : $40\% < X < 70\%$

$$h = \sum A + T \sum B + T^2 \sum C \quad (20)$$

- $\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3 + A_4 X^4$
- $\sum B = B_0 X^0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3 + B_4 X^4$
- $\sum C = C_0 X^0 + C_1 X^1 + C_2 X^2 + C_3 X^3 + C_4 X^4$

TABLE II
Les coefficients (A, B, C) pour le calcul de $h(T, X)$

i	A	B	C
0	-2024.33	18.2829	-0.037008214
1	163.309	-1.1691757	0.0028877666
2	4.88161	0.03248041	-0.000081313015
3	0.06302948	-0.0004034184	0.00000099116628
4	-0.0002913704	0.0000018520569	-0.000000004444120



G. Calcul de la densité du mélange (H₂O/LiBr) $d_{LiBr}(T, X)$

La densité du mélange peut être calculée par l'équation donnée par [4]

$$d_{LiBr} = \frac{1145.36 + 470.84 X + 1374.79 X^2}{100 (33.3393 + 0.571749 X) \frac{(T+273.15)}{100}} \quad (21)$$

V. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats de nos simulations numériques à pour but d'étudier l'influence des températures de fonctionnement sur les performances d'une machine à absorption pour trouver les paramètres optimal et améliorer ainsi son fonctionnement. Premièrement, nous avons validé nos résultats numériques. Ensuite, nous avons examiné en détail l'effet de quelques paramètres :

- L'effet des températures de fonctionnement sur le coefficient de performance (COP).
- L'effet des températures de fonctionnement sur l'efficacité du système (η).

A. Validation des résultats

Le code numérique a été validé en comparant nos résultats numériques avec ceux recueilli dans la littérature.

La Fig. 3 et 4 montrent une comparaison de nos valeurs du COP et du taux de circulation avec celles présentées par Romero et al [07] et Saravanan et al [08]. Les figures attestent de la bonne concordance des résultats avec un écart qui n'excède pas 4 %.

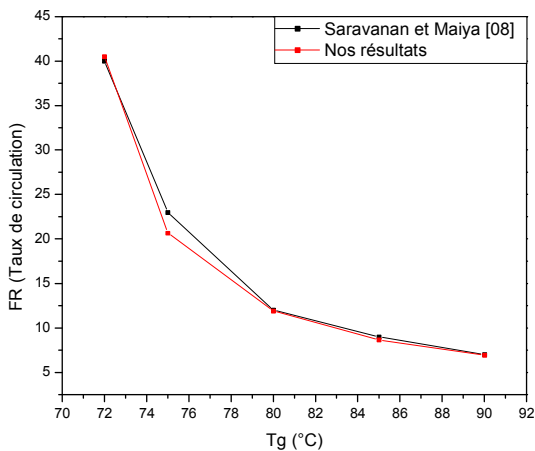
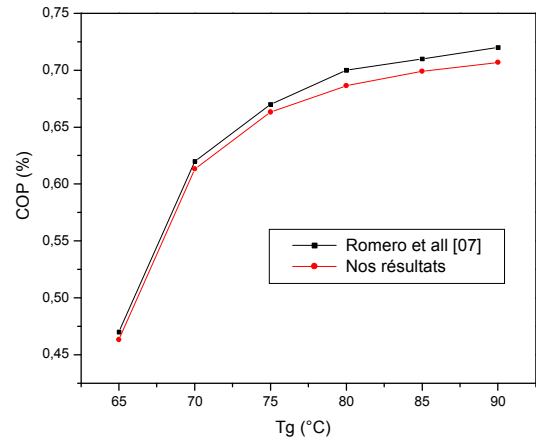
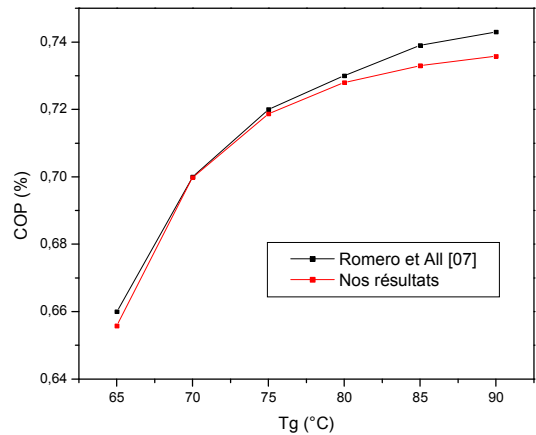


Fig. 3 Comparaison entre nos simulations et celles de Saravanan et Maiya [08]: pour Ta=35°C, T_c=35°C, T_e=5°C et pour EFF= 0%.



a)



b)

Fig. 4 Comparaison entre nos simulations et celles de Romero et al [07].

a) Ta=30°C, T_c=30°C, T_e=2°C et pour EFF= 0%.

b) Ta=30°C, T_c=30°C, T_e=6°C et pour EFF= 0%.

B. L'influence des températures sur le coefficient de performance (COP)



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa – Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



1) L'influence de l'efficacité de l'échangeur (EFF) sur le COP :

Pour mettre en évidence l'influence de l'efficacité de l'échangeur sur le coefficient de performance de la machine

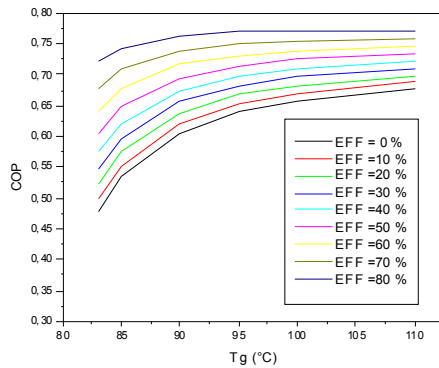


Fig. 5 La variation de COP en fonction de T_g , pour différents valeur de EFF. Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_c=42^\circ\text{C}$, $T_a=38^\circ\text{C}$.

On a présenté dans la Fig. 5 la variation du COP en fonction de la température du générateur T_g , pour différents valeur de l'efficacité de l'échangeur de solution EFF. On a remarqué que le COP augmente avec les valeurs croissantes d'EFF. D'un autre coté, le COP subit un accroissement aigue en variant T_g dans la plage 83°C - 95°C , et manifeste une tendance vers une valeur asymptotique lorsque $T_g > 95^\circ\text{C}$.

2) L'influence de T_c sur le COP :

La Fig. 6 illustre la variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de condensation (T_c) pour des valeurs croissantes de la température du générateur (T_g). Les résultats obtenus ont montré une nette diminution de COP qui accompagne l'accroissement de T_c .

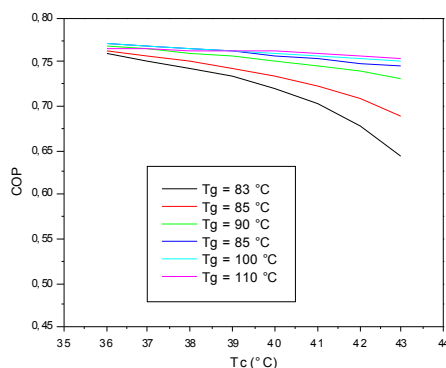


Fig. 6 La variation de COP en fonction de T_c , pour différents valeur de T_g . Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_a=38^\circ\text{C}$.

3) L'influence de T_a sur le COP :

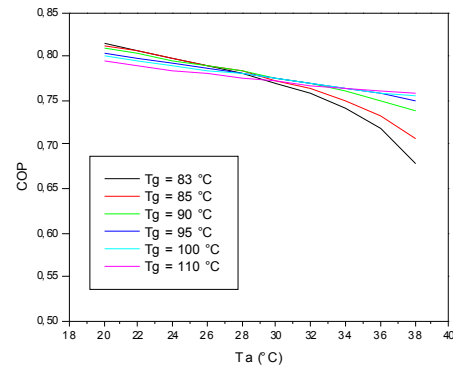


Fig. 7 La variation de COP en fonction de T_a , pour différents valeur de T_g . Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_c=42^\circ\text{C}$.

La variation du COP en fonction de la température d'absorbeur (T_a) est représentée dans la Fig. 7 pour différentes valeurs de T_g . On a constaté que le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur (T_a). Ce fait est due au taux de circulation (FR) qui croit avec l'accroissement de la concentration riche en fluide frigorigène au niveau de l'absorbeur.

4) L'influence de T_e sur le COP :

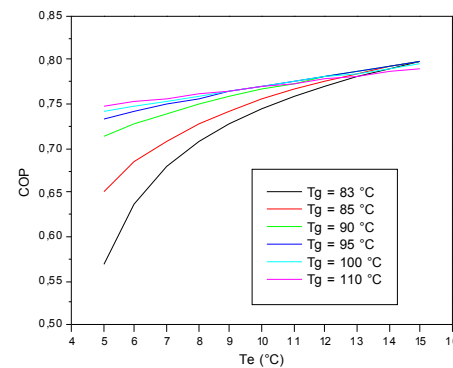


Fig. 8 La variation de COP en fonction de T_e , pour différents valeur de T_g . Pour $T_a=38^\circ\text{C}$, $T_c=42^\circ\text{C}$.

La Fig. 8 représente la variation du COP en fonction de température d'évaporateur (T_e), pour différents valeur de T_g . On a constaté que la valeur du COP augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation.



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa – Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



C. L'influence des températures de fonctionnement sur l'efficacité du système (η)

1) L'influence de l'efficacité de l'échangeur (EFF) sur le η

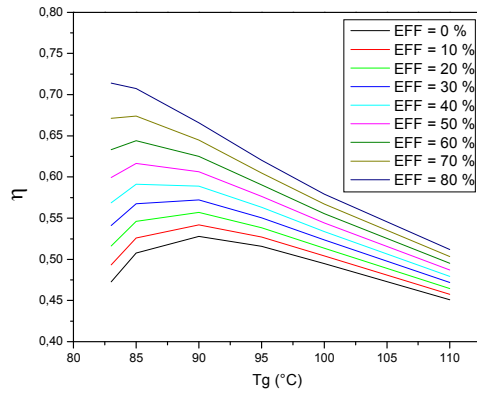


Fig. 9 La variation de η en fonction de T_g , pour différents valeur de EFF. Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_c=42^\circ\text{C}$, $T_a=38^\circ\text{C}$.

L'échangeur de solution est d'une importance capitale pour une machine à absorption puisqu'il influe sensiblement l'efficacité du système (η).

La Fig. 9 présente la variation de η en fonction de T_g , pour différentes valeurs de EFF. On a remarqué que l'efficacité du système (η) augment avec l'augmentation de (EFF) quelque soit la température de générateur.

2) L'influence de T_g sur le η

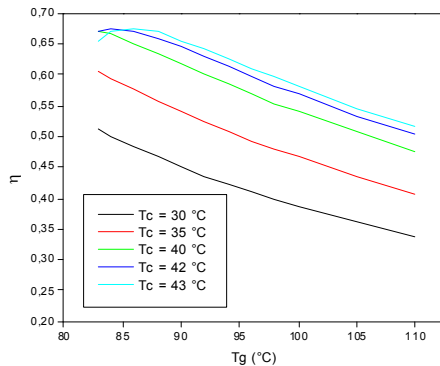


Fig. 10 La variation de η en fonction de T_g , pour différents valeur de T_c . Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_a=38^\circ\text{C}$.

La Fig. 10 montre que l'augmentation de la température de générateur (T_g) à un effet négatif sur l'efficacité du système (η).

3) L'influence de T_c sur le η

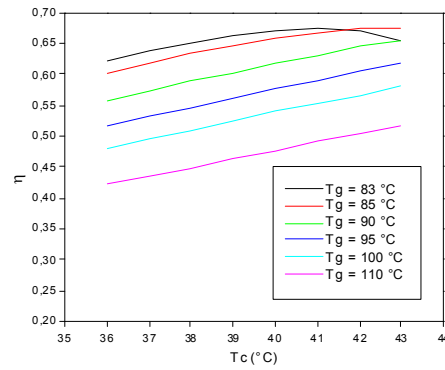


Fig. 11 La variation de η en fonction de T_c , pour différents valeur de T_g . Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_a=38^\circ\text{C}$.

Contrairement à T_g , la Fig. 11 indique que l'augmentation de la température de condensation (T_c) à un effet positive sur l'efficacité du système (η).

4) L'influence de T_a sur le η

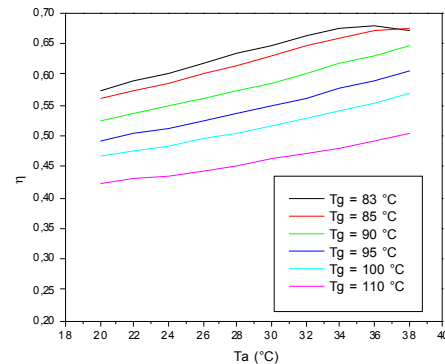


Fig. 12: la variation de η en fonction de T_a , pour différents valeur de T_g . Pour $T_e=7^\circ\text{C}$, $T_c=42^\circ\text{C}$.

La Fig. 12 montre l'effet positif de l'augmentation de la température d'absorption (T_a) sur l'efficacité du système (η). Cela peut être justifié par la forte diminution du COPc par rapport au COP.



5) L'influence de T_e sur le η

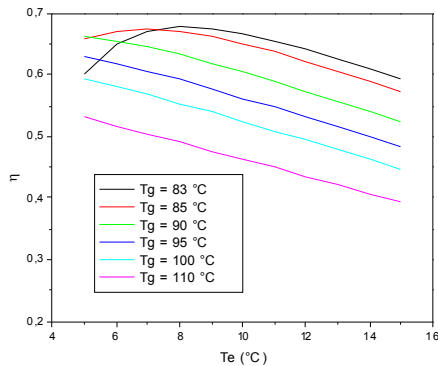


Fig. 13 La variation de η en fonction de T_e , pour différents valeur de T_g .

A partir de la Fig. 13, on a remarqué que plus la température (T_e) est élevée plus l'efficacité du système (η) est faible, car, une augmentation de T_e occasionne une importante élévation du COP_c comparé au COP , et par conséquent, une réduction l'efficacité du système.

VI. CONCLUSION

Dans ce travail, la simulation numérique d'un cycle à absorption solaire ($H_2O/LiBr$), a été réalisée. Une machine à simple effet avec un échangeur de solution a été considérée, où l'effort est surtout focalisé sur l'effet des températures de fonctionnement des différents équipements de l'installation.

Les résultats obtenus montrent l'existence d'un seuil de température de bon fonctionnement. La température de générateur et celle de l'évaporateur ont une influence sur le fonctionnement du cycle.

Le coefficient de performance (COP) et celui de l'efficacité de système (η) atteignent des valeurs maximales pour une efficacité d'échangeur de solution égale 70%, une température de générateur $83^\circ C \leq T_g \leq 90^\circ C$, et une température d'évaporateur $8^\circ C \leq T_e \leq 10^\circ C$.

REFERENCES

- [1] J.R.G Cascales, F.V Garcia, J.M.C Izquierdo, J.P.D Marín and R. Martínez Sánchez, "Modelling an absorption system assisted by solar energy", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 112-118, 2011.
- [2] O. Kizilkan, A. Sencan and S.A. Kalogirou, "Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system", *Chemical Engineering and Processing*, vol. 46, pp. 1376-1384, 2007.
- [3] K.A. Joudi and A.H. Lafta, "Simulation of a simple absorption refrigeration system", *Energy Conversion and Management*, Vol. 42; pp. 1575-1605, 2001.
- [4] R. Fathi et S. Ouaskit, "Performance of a solar LiBr-Water absorption refrigerating systems", *Rev. Energ.Ren. : Journées de Thermique; pp. 73-78, 2001.*
- [5] S.I.P. DUARTE and R. BUGAREL, "Optimal working conditions for an absorption heat transformer-analysis of $H_2O/LiBr$ theoretical cycle", *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 9, pp. 521-532, 1989.
- [6] J. Patek and J. Klomfar, "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr- H_2O solutions from 273 to 500 K over full composition range", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 566-578, 2006.
- [7] R.J. Romero, W. Rivera, J. Garacia and R. Best, "Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1137-1147, 2001.
- [8] R. Saravanan and M.P. Maiya, "Thermodynamic comparison of water - based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 553-568, 1998.