

Nomenclature

COP	coefficient de performance
DE	double effet
DNI	ensoleillement normal direct, $W.m^{-2}$
h	enthalpie spécifique, $KJ.Kg^{-1}$
m	débit massique, $Kg.s^{-1}$
p	pression, KPa
Q	puissance thermique reçue, KW
SE	simple effet
T	température, °C
V	volume massique, $m^3.Kg^{-1}$
W	puissance mécanique reçue, KW
x	concentration en bromure de lithium

Symboles grecs

η	efficacité de l'échangeur
--------	---------------------------

Indices et exposants

abs	absorbeur
cond	condenseur
ech	échangeur
evap	évaporateur
gen	générateur
hp	haute pression
i,e	entrée, sortie
max	maximum
mp	moyenne pression
po	pompe
1,..18	Points d'état

1. Introduction

Les machines à absorption présentent une alternative intéressante aux systèmes de climatisation conventionnels de par l'aspect écologique qu'elles offrent, en termes de la possibilité d'utilisation de l'énergie solaire ou de l'énergie récupérée au niveau des procédés industriels comme des sources de chaleur, mais aussi, du fait que les fluides frigorigènes utilisés ne présentent pas de risque de déplétion de la couche d'ozone, et ce, contrairement aux chlorofluorocarbures qui font partie des gaz à effet de serre. Néanmoins, l'amélioration de la performance de ces machines ainsi que la réduction des coûts d'approvisionnement restent des objectifs sur lesquels travaillent toujours scientifique et industriels afin de concurrencer les systèmes conventionnels qui dominent encore le marché [1].

La performance des cycles à absorption dépend fortement des propriétés chimiques et thermodynamique du couple réfrigérant/absorbant (volatilité, limite de solubilité, stabilité chimique...) [2], les couples les plus utilisés dans les machines à absorption sont les couples: NH_3/H_2O et $H_2O/LiBr$. Dans ce projet, le choix a été porté sur des cycles frigorigènes fonctionnant avec le couple $H_2O/LiBr$ principalement pour la sécurité de fonctionnement qu'il permet d'assurer [2].

Un cycle frigorifique à absorption simple effet fonctionnant avec le couple $H_2O/LiBr$ se compose d'un générateur (appelé aussi désorbeur) au niveau duquel la désorption du couple sous l'effet de la chaleur se produit, le réfrigérant (sous forme de vapeur d'eau) se dirige vers le condenseur pour se condenser en eau saturée, puis vers l'évaporateur pour s'évaporer et créer l'effet frigorifique, alors que, la solution riche (en $LiBr$) est acheminée vers l'absorbeur en passant par un échangeur de solution, cette solution riche va absorber la vapeur d'eau venant de l'évaporateur, ce qui constituera la solution pauvre (en $LiBr$) qui va être pompée vers le générateur en passant par un échangeur de chaleur [3]. Le cycle simple effet présente deux niveaux de pression, le désorbeur et le condenseur opèrent dans la haute pression, alors que l'évaporateur et l'absorbeur fonctionnent dans la basse pression. Par ailleurs, les cycles doubles effets se composent de deux étages et fonctionnent dans trois niveaux de pressions :

le premier niveau qui est la haute pression où fonctionne le générateur (alimenté par la source de chaleur) et le condenseur ; le deuxième niveau aussi, d'un générateur et un condenseur opérant dans la moyenne pression et enfin, l'évaporateur et l'absorbeur qui fonctionnent dans la basse pression. Dans les machines à double effet, l'énergie thermique est utilisée deux fois, d'une part au niveau du générateur haute pression par alimentation directe de la source de chaleur et d'autre part, au niveau du second cycle par transfert de la chaleur depuis le condenseur haute pression au générateur moyenne pression.

Dans ce qui suit, on se propose d'étudier différents types de machines à absorption : simple effet, double effet à écoulement parallèle et double effet à écoulement série. Et ce, à travers la modélisation thermodynamique et l'étude paramétrique pour déterminer l'effet de la variation des paramètres de fonctionnement sur la performance énergétique de ces machines.

Les schémas des cycles : simple effet, double effets à écoulement série et à écoulement parallèle sont présentés dans les figures. 1,2 et 3.

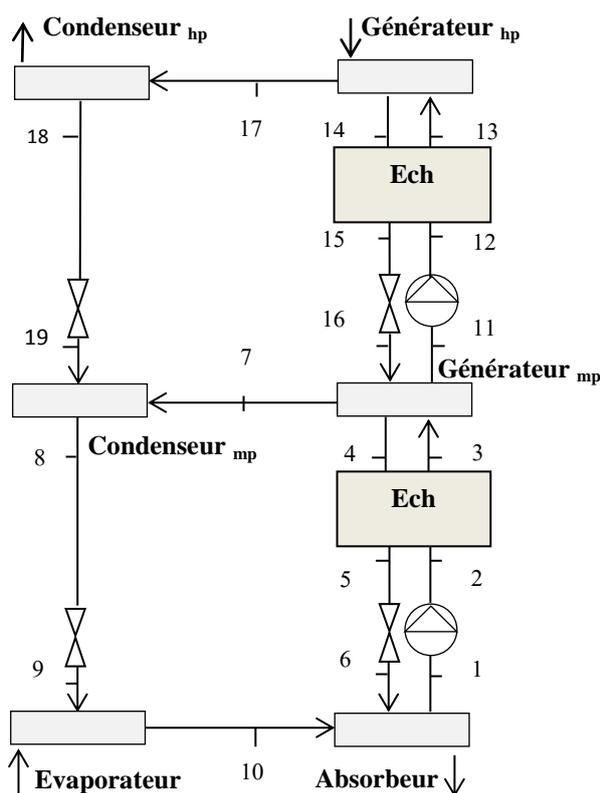


Figure 2: Schéma du cycle double effet à écoulement parallèle

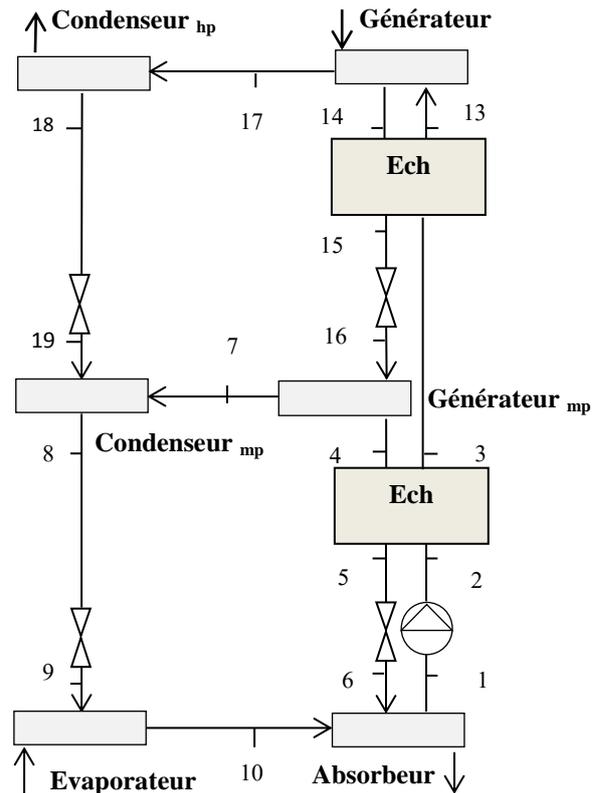


Figure 3: Schéma du cycle double effet à écoulement série

2. Modélisation et validation

2.1. Mise en équation

La modélisation thermodynamique réalisée pour les différents cycles frigorifiques se base sur le premier principe de la thermodynamique, la forme générale des équations de conservation de l'énergie et de la masse sont telles que :

$$\sum m_i = \sum m_e \quad (1)$$

$$\sum m_i x_i = \sum m_e x_e \quad (2)$$

$$\sum Q + \sum W = \sum m_e h_e - \sum m_i h_i \quad (3)$$

En plus des corrélations des paramètres thermodynamiques de l'eau et du bromure de lithium en solution, expliquées dans les travaux [4,5,6,7], nous avons considéré les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le régime permanent est établi ;
- Les pertes de charge sont négligées ;
- Les pertes énergétiques sont négligées ;
- Le réfrigérant au point d'état 10 est une vapeur d'eau saturée, un liquide saturé aux points 8 et 18 ;
- La solution de bromure de lithium aux points d'état 1, 4, 11 et 14 est saturée ;
- La température aux points d'état 7 et 17 est considérée comme la température d'équilibre de la solution pauvre à la pression du générateur.
- La transformation au niveau des pompes de la solution liquide saturée est isentropique;
- Les vannes de détente sont adiabatiques ;
- Les échangeurs de chaleurs (générateur, condenseur, évaporateur, absorbeur) sont des échangeurs à contre-courant de surface infinie.

Ainsi, les équations détaillées pour le cas du cycle simple effet (H₂O/LiBr) s'écrivent :

- Générateur

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (4)$$

$$x_3 m_3 = x_4 m_4 \quad (5)$$

$$Q_{gen} = m_4 h_4 + m_7 h_7 - m_3 h_3 \quad (6)$$

- Condenseur :

$$m_7 = m_8 \quad (7)$$

$$Q_{cond} = m_7 h_7 - m_8 h_8 \quad (8)$$

- Evaporateur :

$$m_9 = m_{10} \quad (9)$$

$$Q_{evap} = m_{10}h_{10} - m_9h_9 \quad (10)$$

Absorbeur :

$$x_1m_1 = x_6m_6 \quad (11)$$

$$m_6 + m_{10} = m_1 \quad (12)$$

$$Q_{abs} = m_{10}h_{10} + m_6h_6 - m_1h_1 \quad (13)$$

Echangeurs de chaleur :

$$m_3 = m_2 \quad (14)$$

$$m_5 = m_4 \quad (15)$$

$$Q_{ech} = m_3h_3 - m_2h_2 \quad (16)$$

$$Q_{ech} = m_4h_4 - m_5h_5 \quad (17)$$

$$\eta_{ech} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_3} \quad (18)$$

Vannes de détente :

$$m_8 = m_9 \quad (19)$$

$$m_5 = m_6 \quad (20)$$

$$Q_{8-9} = m_9h_9 - m_8h_8 \quad (21)$$

$$Q_{5-6} = m_6h_6 - m_5h_5 \quad (22)$$

Pompe :

$$W_{po} = m_1V_1(p_2 - p_1) \quad (23)$$

Coefficient de performance :

$$COP = \frac{Q_{gen}}{Q_{gen} + W_{po}} \quad (24)$$

2.2 Validation du modèle

Le tableau.1 présente les résultats de la comparaison du modèle avec d'autres travaux [8,9], qui se basent aussi sur le premier principe de la thermodynamique mais n'utilisent pas les mêmes corrélations de propriétés thermodynamiques que nous avons utilisé dans notre modèle.

Cycle	Présent travail	Autres travaux	Ecart
Simple effet	COP=0.704	COP=0.704	0%
(Florides et al.)	$Q_{gen} = 14.19KW$	$Q_{gen} = 14.2KW$	0.07%

Double effet à écoulement parallèle (Sedigh et al.)	COP=1.42 $Q_{gen} = 252.25KW$	COP=1.404 $Q_{gen} = 255.21KW$	-1.13% 1.55%
Double effet à écoulement série (Sedigh et al.)	COP=1.354 $Q_{gen} = 274.59KW$	COP=1.363 $Q_{gen} = 272.71KW$	0.66% -0.68%

Tableau 1 : Comparaison des résultats obtenus avec d'autres travaux

On constate que les résultats obtenus sont en bonne adéquation avec Florides et al pour le cycle simple effet et avec Sedigh et al pour les cycles double effet. L'écart ne dépassant pas 2% pour toutes les puissances et COP calculés.

3. Etude paramétrique

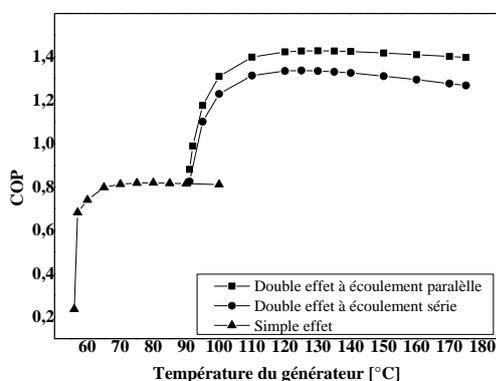


Figure 4 : Effet sur le COP de la température du générateur SE et générateurs- hp DE

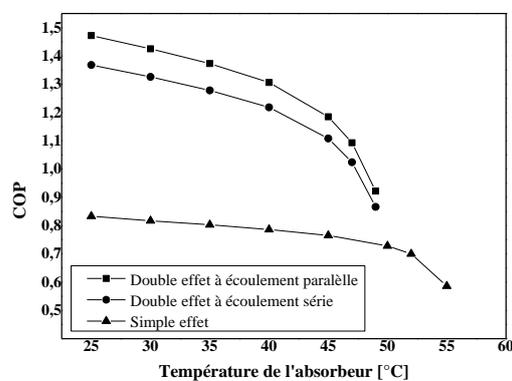


Figure 5 : Effet sur le COP de la température des absorbeurs SE et DE

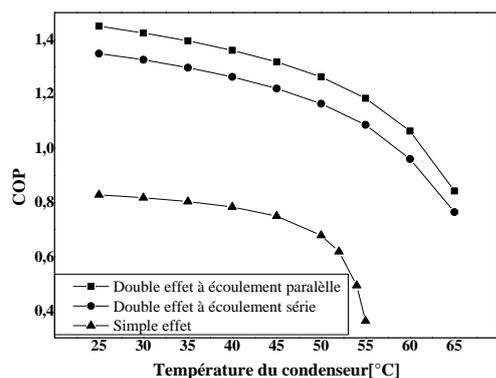


Figure 6 : Effet sur le COP de la température du condenseur SE et condenseurs- hp DE

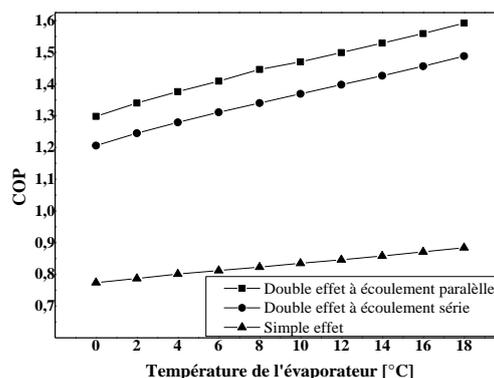


Figure 7: Effet sur le COP de la température des évaporateurs SE et DE

Nous constatons que les cycles double effet permettent de fonctionner dans des températures plus élevées offrant un coefficient de performance de l'ordre de 1.4 (écoulement parallèle) et 1.3 (écoulement série), alors que les cycles simple effet présentent un COP de l'ordre de 0.75. Par ailleurs, l'étude de l'effet de la variation des températures de fonctionnement des différents cycles frigorifiques nous montre que le COP présente un

maximum pour une température optimale au niveau du générateur (figure 4), que l'augmentation des températures du condenseur ou de l'absorbeur affecte la performance énergétique des cycles, ce qui est illustré sur les figures 5 et 6, et enfin, qu'augmenter la température au niveau de l'évaporateur permet d'améliorer le COP des machines (figure 7).

4. Optimisation du fonctionnement

En effet, un fonctionnement optimal présume que la machine à absorption fonctionne à une température précise du générateur, donc il s'agit d'une part, de déterminer cette température optimale et d'autre part de la maintenir. Ainsi, nous avons développé un programme, de recherche de maximum, qui permet de déterminer la température du générateur correspondant au COP maximum tout en considérant les températures du condenseur, évaporateur et absorbeur comme paramètres d'entrée. Le tableau 2 résume les essais effectués pour un cycle simple effet avec un besoin frigorifique de 100 KW:

T_{cond}	T_{absc}	T_{evap}	$T_{gen,max}$	$Q_{gen,max}$	COP_{max}
°C	°C	°C	°C	KW	
35	35	7	96.73	126.81	0.788
30	30	5	82.48	124.00	0.806
40	35	10	97.45	126.31	0.791
35	30	5	91.78	126.29	0.791
37	30	5	95.88	127.20	0.786

Tableau 2 : Valeurs optimales du coefficient de performance

En revanche, on remarque que sur une journée de 6h à 18h, la fluctuation de la puissance solaire reçue fait varier la puissance de la source chaude (figure 9) et affecte ainsi la performance de la machine à absorption, qui ne fonctionne en conditions optimales qu'entre 10h et 15h. Les figures 9 et 10 sont obtenues en utilisant les résultats de simulation d'un champ solaire Fresnel d'une superficie de $7.2m^2$ à l'aide du code développé au laboratoire. On en conclut que l'utilisation du stockage thermique est nécessaire afin d'assurer un fonctionnement optimal et continu.

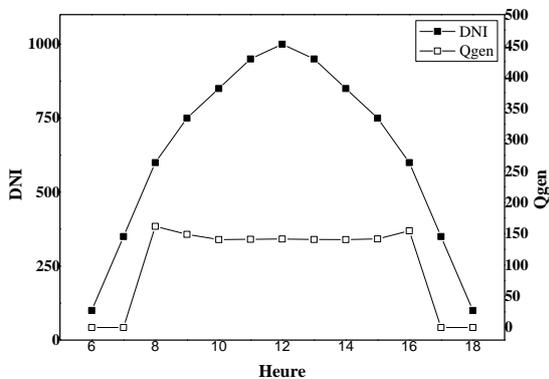


Figure 9 : Evolution sur une journée du DNI et de la puissance du générateur

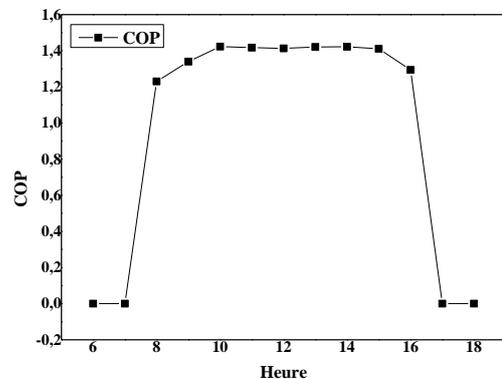


Figure 10 : Evolution sur une journée du COP d'un cycle double effet à écoulement parallèle

5. Conclusion

Ce papier a présenté l'étude théorique des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple Eau/ Bromure de lithium. Le modèle établi et codé en langage C nous a permis de conclure que le cycle double effet à écoulement parallèle donne un meilleur COP, en comparaison avec les cycles : double effet à écoulement série et simple effet. En outre, nous avons constaté que le COP présente un maximum pour une température du générateur optimale et enfin que le stockage thermique de l'énergie s'avère une solution intéressante pour corriger la fluctuation de la source de chaleur.

Références

- [1] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options- a state-of-the-art review, *International journal of refrigeration*, Vol. 31, pp.3–15, 2008.
- [2] American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers, *ASHRAE Handbook Fundamentals*, Atlanta, 2009.
- [3] Shan K.Wang, *Handbook of air conditioning and refrigeration 2sd*, McGraw-Hill, ISBN 0-07-068167-8, 2001.
- [4] G. Grossman, H. Hellmann, Improved Property Data Correlations of Absorption Fluids for Computer Simulation of Heat Pump Cycles, *Ashrae Transaction*, vol.102, Pt 1, pp. 980-997, 1996.
- [5] International Association for the Properties of Water and Steam, Revised Supplementary Release on Saturation Properties of Ordinary Water Substance, St. Petersburg, Russia, Sept.1992.
- [6] International Association for the Properties of Water and Steam, Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, Lucerne, Switzerland, Aug. 2007.
- [7] International Association for the Properties of Water and Steam, Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, Doorwerth, The Netherlands, Sept.2009.
- [8] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, 44(15), pp. 248 – 2508, 2003.
- [9] S. Sedigh, H.Saffari, Thermodynamic analysis of series and parallel flow water/Lithium Bromide double effect absorption system with two condensers, *Journal of materials Science and engineering B1*, pp.206–217, 2011

Remerciement

Les auteurs aimeraient remercier l'Institut de Recherche en Energie Solaire et Energies Nouvelles- IRESEN pour le support et financement du projet COLDSUN.