

# Etude d'un système de rafraîchissement solaire à absorption : dimensionnement et simulations numériques

Lavinia GROSU<sup>1\*</sup>, Alexandru DOBROVICESCU<sup>2</sup>, Adrian UNTEA<sup>2</sup>,  
Pierre ROCHELLE<sup>1</sup>

1. Laboratoire Energétique, Mécanique et Electromagnétisme, Université Paris Ouest Nanterre La Défense, 50 rue de Sèvres, 92410 Ville d'Avray,

2. Université Polytechnique de Bucarest, Faculté de Mécanique, Splaiul Independentei nr. 313, sector 6, 060042, Bucarest

auteur correspondant : mgrosu@u-paris10.fr

**Résumé** - L'introduction de technologies qui utilisent des énergies renouvelables comme source de chaleur montre un double avantage : limiter la pollution et réduire le coût du combustible. Ce travail de recherche consiste à dimensionner un système de climatisation solaire à absorption utilisant une solution bromure de lithium/eau et à optimiser son fonctionnement. Cette installation permettra le rafraîchissement d'air dans un établissement recevant du public. Les résultats de deux simulations numériques obtenues avec les logiciels Thermoptim et EES sont confrontés.

## Nomenclature

$COP$	coefficient de performance, -
$Cb$	combustible, ressource, $kW$
$c_p$	chaleur spécifique à pression constante, $Jkg^{-1}K^{-1}$
$\dot{E}_x$	flux d'exergie, $kW$
$I$	destruction d'exergie, $kW$
$I_r$	destruction d'exergie réduite, -
$\dot{m}$	débit massique, $kg s^{-1}$
$p$	pression, $bar$
$P$	flux produit par le système, $kW$
$\dot{Q}$	flux de chaleur, $kW$
$t$	température, $C$
$T$	température, $K$
$U$	coefficient d'échange de chaleur, $Wm^{-2}K^{-1}$
$x$	concentration des solutions, %

## Lettres grecs

$\varepsilon$	erreur relative, %
$\eta_{ex}$	rendement exergetique, -

## Indices

e	eau
eg	eau glacée
ef	eau fluide frigorigène
r	solution riche en fluide frigorigène
p	solution pauvre en fluide frigorigène
Ab	absorbeur
G	générateur
Cd	condenseur
Ev	évaporateur
Ec	économiseur
V.L.	vanne de laminage, détendeur
Evi	eau glacée entrée évaporateur
Eve	eau glacée sortie évaporateur
Gi	eau en sortie des capteurs solaires
Ge	eau à l'entrée des capteurs solaires
Absi	eau à l'entrée de l'absorbeur
Abse	eau en sortie de l'absorbeur
Cdi	eau à l'entrée du condenseur
Cde	eau à la sortie du condenseur
MAF	machine à froid
0	état de référence

## 1. Introduction

Dans le contexte économique et énergétique actuel, l'introduction des technologies qui utilisent des énergies renouvelables comme source de chaleur, montre un double avantage : limiter la pollution et réduire le coût du combustible.

Les systèmes de rafraîchissement solaire qui utilisent des machines frigorifiques à absorption font partie des plus prometteurs en matière d'utilisation des énergies renouvelables [1]. Actuellement seulement 10% des systèmes de climatisation de confort utilisent un cycle à absorption, le potentiel de développement étant de ce point de vue très élevé [2].

L'utilisation de la chaleur comme source d'énergie ouvre la possibilité d'utilisation du soleil en tant que « combustible » de la machine frigorifique [3]. Un grand intérêt de ces procédés vient également du fait que le besoin en rafraîchissement coïncide la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire. En 2005 les systèmes de climatisation de confort solaires en Europe représentaient une puissance totale de seulement 6MW [4].

La première machine frigorifique à absorption a été réalisée en 1858 par l'ingénieur français Ferdinand Carré. Ce premier système utilisait l'eau comme absorbant et l'ammoniac comme réfrigérant. Aujourd'hui le mélange binaire le plus utilisé est le LiBr/H<sub>2</sub>O, avec l'eau comme fluide frigorigène. Contrairement aux systèmes utilisant NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O où la pression est supérieure à la pression ambiante, ceux utilisant H<sub>2</sub>O-LiBr fonctionnent à des pressions inférieures à 1 atm, pour atteindre une température d'évaporation relativement faible et intéressante en climatisation. L'utilisation de cette solution binaire est intéressante pour les caractéristiques du fluide de travail non-toxique, non-inflammable et non-explosive.

## 2. Présentation de l'installation

On se propose de dimensionner une installation de rafraîchissement solaire, utilisant la solution LiBr/H<sub>2</sub>O, pour assurer une température intérieure de confort dans un établissement universitaire (figure1). Dans le but d'alimenter le ballon de stockage chaud puis le générateur de la machine à absorption, un champ de capteurs solaires plans à double vitrage sera installé en toiture. Le ballon servira de réservoir tampon, permettant ainsi une continuité de fonctionnement de l'installation lors des passages nuageux. La vanne trois voies de régulation, placée à l'entrée du ballon, s'ouvre lorsque la température de sortie du champ de capteurs solaires est supérieure à la valeur de la température en partie basse du ballon chaud. Le ballon de stockage froid sera placé entre la sortie de l'évaporateur de la machine à absorption et le circuit de distribution alimentant les ventilo-convecteurs situés dans les pièces à climatiser. Le circuit de refroidissement de l'absorbeur et du condenseur de la machine à absorption sera fermé, l'eau de refroidissement étant refroidie à son tour par des aérothermes placés en toiture. Une régulation par rapport à la température ambiante s'impose, afin de minimiser l'impact de l'élévation de température du circuit de refroidissement sur la baisse de performance du système.

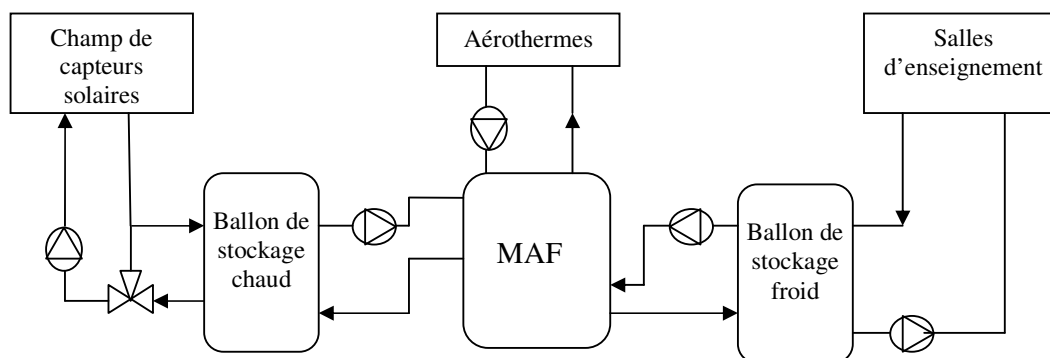


Figure 1. Schéma simplifié de l'installation de rafraîchissement solaire

Une étude classique du bâtiment à climatiser permet d'estimer la puissance frigorifique à installer, en sommant les différents apports thermiques : les déperditions thermiques à travers les parois, par les ponts thermiques, par les surfaces vitrées, les apports par les personnes,

l'éclairage, le renouvellement d'air et les différents équipements des locaux. Les coefficients d'échange de chaleur obtenus, tenant compte de la composition des murs du bâtiment étudié, sont présentés dans le tableau 1.

élément	Mur extérieur	Mur intérieur	plancher	pilier	plafond
$U$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$ ]	0.4198	1.0105	2.0359	2.3492	0.3728

Tableau 1. Coefficients d'échange de chaleur du bâtiment étudié

On obtient ainsi, pour une surface totale des locaux à rafraichir  $637 \text{ m}^2$  et un volume correspondant de  $1918 \text{ m}^3$ , une puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur de  $45.6 \text{ kW}$ .

### 3. Modélisation

Les modèles numériques élaborés permettent de prédire le comportement de l'installation dans son ensemble. Nous avons, dans un premier temps, dimensionné le système à absorption simple à l'aide du logiciel Thermoptim (schéma présenté dans la figure 2).

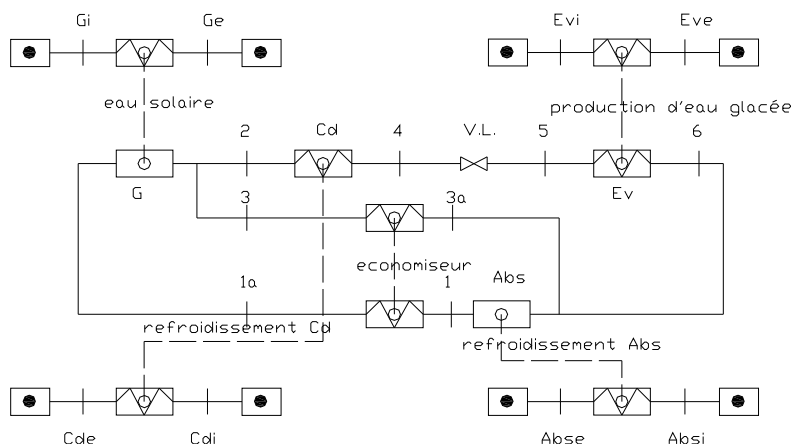


Figure 2: Schéma de la machine à absorption avec économiseur

Les données de départ sont présentées dans le tableau 2.

$\dot{Q}_{Ev}$ [kW]	45.6
$t_{Evi}$ [°C]	12
$t_{Eve}$ [°C]	7
$t_{Gi}$ [°C]	83
$t_{Ge}$ [°C]	78
$t_{Abi} = t_{Cdi}$ [°C]	25
$t_{Abe} = t_{Cde}$ [°C]	29

Tableau 2 : Paramètres de la simulation

Le débit d'eau glacée produite à l'évaporateur et envoyée dans les ventilo-convecteurs peut être calculé comme suit :

$$\dot{m}_{eg} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{c_p * (t_{Evi} - t_{Eve})} = 2.175 \text{ kg / s} \quad (1)$$

Les températures du fluide frigorigène sont déduites en supposant des écarts de température minimum aux échangeurs :

$$\begin{aligned} t_{Ev} &= t_{Evi} - \Delta t_{Ev} = 4^\circ C \\ t_{Cd} &= t_{Cde} + \Delta t_{Cd} = 31^\circ C \\ t_{Ab} &= t_{Cd} = 31^\circ C \\ t_G &= t_{Ge} - \Delta t_G = 75^\circ C \end{aligned} \quad (2)$$

Les pressions de saturation correspondantes aux températures  $T_{Ev}$  et  $T_{Cd}$ , imposées sous Thermoptim sont respectivement  $p_{Ev} = 0.00813bar$  et  $p_{Cd} = 0.04491bar$ .

Les algorithmes de calcul sous Thermoptim sont présentés dans la figure 3.

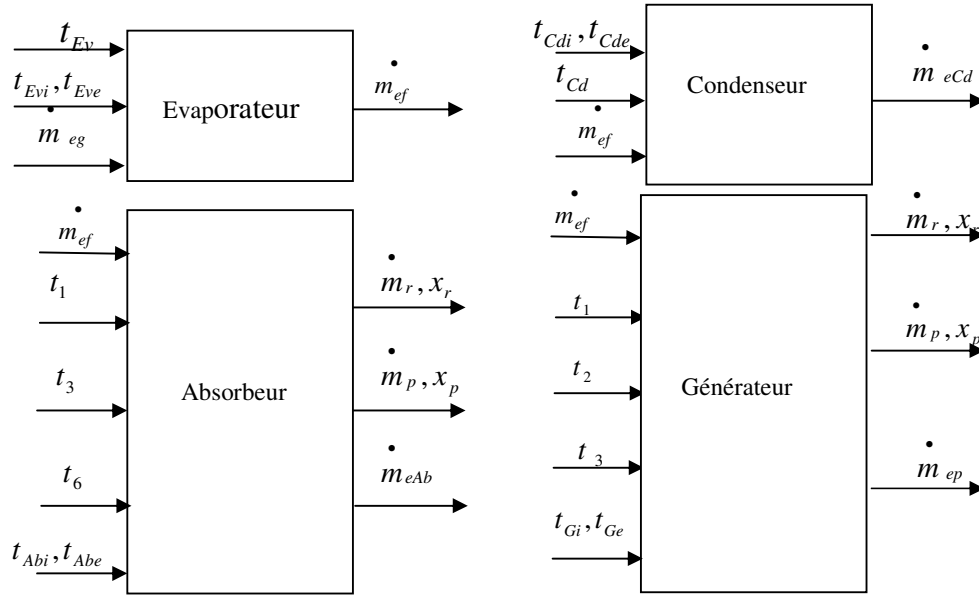


Figure 3. Algorithme de calcul sous Thermoptim

## 4. Résultats

### 4.1. Modélisation de la machine à absorption simple et avec économiseur

Les résultats présentés dans le tableau 3 sont obtenus par calcul itératif réalisé sous Thermoptim. En plus des paramètres du modèle présentés dans le tableau 2, pour la machine à absorption améliorée, avec économiseur, nous avons considéré le paramètre  $t_{3a}$ . Cette température a été choisie afin d'éviter la cristallisation, [5]:

$$t_{3a} = t_{Ab} + 15^\circ C = 46^\circ C \quad (3)$$

	$\dot{m}_{ef}$	$\dot{m}_r$	$\dot{m}_p$	$x_r$	$x_p$	$\dot{Q}_{Ab}$	$\dot{Q}_{Cd}$	$\dot{Q}_G$	$\dot{m}_{eAb}$	$\dot{m}_{eCd}$	$\dot{m}_{ep}$	COP
MAF simple	0.019	0.177	0.158	0.459	0.394	-64.78	-46.54	65.65	4.17	2.78	3.13	0.693
MAF avec Ec	0.019	0.177	0.158	0.459	0.394	-56.03	-46.54	57	3.35	2.78	2.71	0.8

Tableau 3 : Résultats obtenus avec Thermoptim pour la machine simple ou avec économiseur

L'analyse des résultats permet de souligner l'intérêt de l'échangeur récupérateur dans ce type d'installation, afin d'augmenter le COP, de réduire le débit de l'eau de refroidissement à l'absorbeur et de réduire la demande énergétique au générateur, avec des conséquences directes sur le nombre de capteurs solaires installés.

## 4.2. Etude paramétrique

Une étude paramétrique par rapport à l'écart de température  $\Delta t_{Cd}$ , dans l'intervalle de variation de 2 à 7°C, ce qui implique une variation des températures  $t_{Cd}$  et  $t_{Ab}$ , dans l'intervalle 31-36°C, a été réalisée (figure 4).

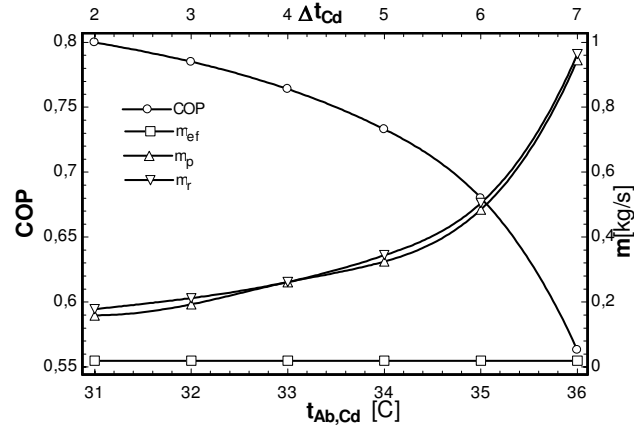


Figure 4: Variation de COP,  $m_{ef}$ ,  $m_p$  et  $m_r$  en fonction de  $t_{ab,cd}$

Pour une même puissance frigorifique, une élévation de température  $t_{Cd} = t_{Ab}$  implique une demande d'énergie thermique au générateur plus importante, ce qui fait augmenter la surface du champ solaire et les débits des solutions respectivement riche et pauvre (et des diamètres de conduits plus élevés). Implicitement le COP du système diminue.

## 4.3. Comparaison des résultats obtenus avec Thermoptim et EES

Les résultats obtenus avec la simulation numérique sous Thermoptim ont été confrontés avec ceux obtenus avec un deuxième code de calcul, sous EES (tableau 4). Cette comparaison permet de valider les calculs sous EES, les erreurs relatives étant très faibles, en prenant comme référence les résultats sous Thermoptim.

$t_{Cd}$ °C	COP		$\varepsilon_{COP}$ %	$\dot{Q}_{Ab}$ kW		$\varepsilon_{\dot{Q}_{Ab}}$ %	$\dot{Q}_{Cd}$ kW		$\varepsilon_{\dot{Q}_{Cd}}$ %	$\dot{Q}_G$ kW		$\varepsilon_{\dot{Q}_G}$ %
	Th	EES		Th	EES		Th	EES		Th	EES	
31	0,8	0,781	2,38	56,0	56,1	-0,1	46,5	47,9	-2,9	57,0	58,4	-2,5
32	0,785	0,766	2,42	57,1	57,2	-0,1	46,6	47,9	-2,8	58,1	59,5	-2,5
33	0,764	0,746	2,36	58,6	58,8	-0,2	46,6	47,9	-2,7	59,7	61,2	-2,5
34	0,733	0,714	2,59	61,1	61,4	-0,4	46,7	47,9	-2,7	62,2	63,8	-2,6
35	0,68	0,66	2,94	66,0	66,6	-0,9	46,7	47,9	-2,6	67,1	69,1	-3,0
36	0,563	0,539	4,26	79,8	82,0	-2,7	46,7	47,9	-2,5	81,0	84,5	-4,4

Tableau 4 : Comparaison des résultats Thermoptim et EES du système avec économiseur

## 4.4 Analyse exergetique de la machine à absorption avec économiseur

Une analyse exergetique, similaire aux études précédentes [6] et [7], a été réalisée sous EES. Les paramètres de référence sont ceux du milieu ambiant:  $p_0=1$  atm et  $t_0=t_{Cd}=25^\circ\text{C}$ . A titre d'exemple, on présente ci dessous les expressions correspondantes à l'étude de l'évaporateur.

$$P_{Ev} = \dot{E}x_{Eve} - \dot{E}x_{Evi}; \quad Cb_{Ev} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6; \quad I_{Ev} = Cb_{Ev} - P_{Ev}; \quad \eta_{exEv} = \frac{P_{Ev}}{Cb_{Ev}}; \quad Ir_{Ev} = \frac{I_{Ev}}{\dot{E}x_{QG}} \quad (5)$$

$$\text{où } \dot{E}x_{QG} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_{mG}}\right), \text{ avec } T_{mG} = \frac{T_{Gi} - T_{Ge}}{\ln\left(\frac{T_{Gi}}{T_{Ge}}\right)}. \text{ On en déduit } \eta_{exMAF} = \frac{P_{Ev}}{\dot{E}x_{QG}}$$

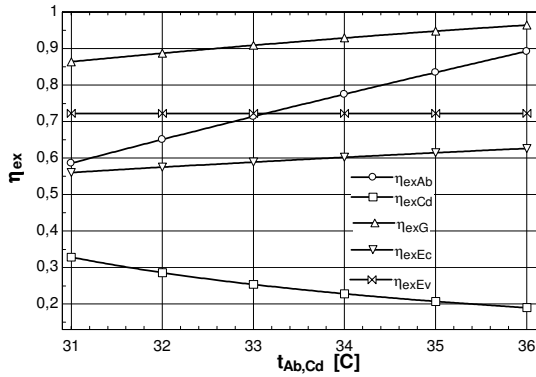


Figure 5: Variation de  $\eta_{exAb}$ ,  $\eta_{exCd}$ ,

$\eta_{exG}$ ,  $\eta_{exEc}$ ,  $\eta_{exEv}$  en fonction de  $t_{Ab,Cd}$

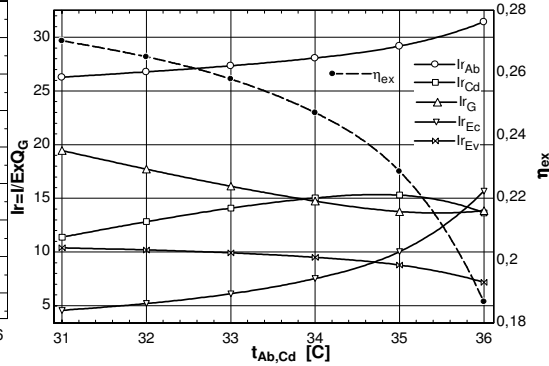


Figure 6: Variation de  $\eta_{ex}$ ,  $Ir_{Ab}$ ,  $Ir_{Cd}$ ,

$Ir_G$ ,  $Ir_{Ec}$ ,  $Ir_{Ev}$  en fonction de  $t_{Ab,Cd}$

Les figures 5 et 6 mettent en évidence deux raisonnements différents, respectivement une étude locale des composants et une étude système en comparant l'irréversibilité au niveau de chaque composant au potentiel de départ, c'est-à-dire à l'exergie du générateur.

## 5. Conclusion

Les systèmes de rafraîchissement solaires font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où la source d'énergie est gratuite. En contrepartie, leur COP est relativement faible, par rapport aux systèmes classiques, d'où le grand intérêt des études paramétriques qui permettront le choix judicieux des différents paramètres afin d'optimiser le fonctionnement et la surface de capteurs nécessaire.

La confrontation des résultats des deux simulations élaborées dans ce travail, permet d'obtenir des erreurs relatives non significatives. L'analyse exergetique effectuée au niveau des composants principaux et au système entier, permet de prédire quels équipements du système sont critiques et dont l'amélioration de fonctionnement pourrait augmenter le rendement exergetique du système  $\eta_{exMAF}$  et le COP.

## Références

- [1] R.M. Nelson, B.Wardono, Simulation of a solar-assisted LiBr-H<sub>2</sub>O cooling system. *ASHRAE Trans* (1996),102(1):104-9.
- [2] U. Eicker, D. Pietruschka, Optimisation and Economics of Solar Cooling Systems. *Advances in Building Energy Research* (2009);Nr.1 Vol 3,45-82(38).
- [3] F. Ziegler, State of the art in absorption heat pumping and cooling technologies *International Journal of Refrigeration*, (2002) 25 (4), pp. 450-459.
- [4] J. Nick-Leptin, Political framework for research and development in the field of renewable energies, *International Conference Solar Air conditioning*, (2005) Staffelstein.
- [5] M. Izquierdo, M. Venegas, P. Rodríguez, A. Lecuona, Crystallization as a limit to develop solar air-cooled LiBr-H<sub>2</sub>O absorption systems using low-grade heat, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Volume 81, Issue 2, 6 February (2004), pp.205-216.
- [6] M. Izquierdo, S.Aroca, Lithium bromide high-temperature absorption heat pump: coefficient of performance and exergetic efficiency, *Int J Energy Res* (1990) 14 281-291.
- [7] A. Sencan, A. Kemal, A.Soteris, Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, Volume 30, Issue 5, (April 2005), 645-657.