

# UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

## THESE DE DOCTORAT (LMD)

Spécialité : Energies Renouvelables

ETUDE DES PERFORMANCES D'UN GROUPE A ABSORPTION COUPLE A UN  
CHAMP DE CAPTEURS SOLAIRES A TUBES SOUS VIDE ET ECHANGEUR  
CALODUC

Par

**Omar KETFI**

Soutenu le 06 Décembre 2018

Devant le jury composé de :

Y. BENKHEDA	Professeur	Université de Blida 1	Président
D. SEMMAR	Professeur	Université de Blida 1	Examineur
M. AMIRAT	Professeur	USTHB	Examineur
M. CHIKHI	MR (A)	UDES	Examineur
M. MERZOUK	Professeur	Université de Blida 1	Directeur de thèse

Blida, Décembre 2018

## ملخص

في هذا العمل، تم إجراء تحليل لأداء نظامين للتبريد بتكنولوجيا الامتصاص Libr-Eau بقدرة تبريد صغيرة بواسطة المحاكاة العددية في الظروف الحرارية للمناطق المناخية الجزائرية الخمس. وتم اختيار آليتي امتصاص تجاريين كدراسات حالة، يازاكي Yazaki للتبريد الاحادي المفعول بقدرة تبريد 17.6 كيلوواط، والمزدوجة المفعول من نوع برود Broad للتبريد بقدرة 16 كيلوواط. تم حساب معامل الأداء (COP) وقدرة التبريد لكلتا الآليتين لكل منطقة مناخية جزائرية عند درجتي تبريد، أي 7 درجة مئوية و 12 درجة مئوية، هذه الاخيرة كانت مسبوقة بدراسة مفصلة تم إجراؤها بتغيير الدرجات الحرارية لسوائل التبريد و الدرجات الحرارية للمصدر الساخن. قمنا أيضا بدراسة إمكانية استغلال الطاقة الشمسية الحرارية في تغذية الآليتين وذلك تحت الظروف المناخية للمناطق الخمس الجزائرية باستعمال المجمعات الشمسية بتكنولوجيا caloduc

## RESUME

Dans ce travail, une analyse des performances des systèmes à absorption Eau-LiBr d'une petite capacité de refroidissement a été réalisée par simulation numérique sous Matlab dans les conditions thermiques des cinq zones climatiques algériennes. Deux machines à absorption commerciales ont été sélectionnées en tant qu'études de cas; une machine frigorifique à simple effet de type Yazaki de 17,6 kW de puissance, et une machine frigorifique à double effet de type Broad de 16 kW de puissance. Le coefficient de performance (COP) et la puissance frigorifique des machines à absorption ont été calculés pour chaque zone climatique à deux températures d'eau glacée, à savoir 7 °C et 12 °C. Une étude paramétrique a été réalisée en faisant varier les conditions thermiques du fluide de refroidissement et de la source chaude et les performances des machines à absorption simple et double effet ont été estimées. La faisabilité d'alimenter les deux systèmes à absorption par énergie solaire thermique sous les cinq zones climatiques a été étudiée et la surface des capteurs solaires thermiques à tubes sous-vide et échangeurs caloduc a été estimée.

## **ABSTRACT**

In this work, a performance analysis of water-LiBr absorption systems with small cooling capacity was performed by numerical simulation in the thermal conditions of the five Algerian climatic zones. Two commercial absorption machines were selected as case studies; a Yazaki single-effect refrigeration machine with a capacity of 17.6 kW, and a double-effect Broad type refrigeration machine with a capacity of 16 kW. The coefficient of performance (COP) and the cooling capacity of the absorption machines were calculated for each climatic zone at two chilled water temperatures, namely 7 °C and 12 °C, preceded by a parametric study that had been performed by varying the thermal conditions of the cooling fluid and the hot source. The feasibility study of powering the two absorption machines with solar thermal energy was studied and the collector's area needed under the five climate zones of Algeria was estimated.

## **DEDICACE**

A mes chers parents

A ma femme

A mes frères

A ma famille et la famille de mes beaux-parents

A tous mes amis.

## REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier Allah le tout puissant.

J'exprime toute ma gratitude aux membres de jury pour l'intérêt qu'ils ont manifesté à ce travail, en acceptant de l'examiner.

Je remercie mes encadreurs, monsieur **Mustapha Merzouk** et madame **Nachida Kasbadji Merzouk** pour leur soutien durant toute la période de réalisation de ce mémoire.

D'autre part, je remercie plus particulièrement le professeur **Mahmoud Bourouis** de m'avoir accueilli dans son laboratoire CREVER et d'avoir eu le temps de suivre et de contribuer dans ce travail.

J'exprime ma gratitude à monsieur **Said El-Metennani** pour son soutien et son aide durant mon stage au sein de l'Unité de Développement des Equipements Solaires UDES.

Je remercie tous le personnel de l'UDES, spécialement monsieur **M. Abass**, Chef de division FTEER et madame **M. Leila**, Chef d'équipe PFEST et toute l'équipe du PFEST de l'Unité de Développement des Equipements Solaires (**Walid, Djelloul** et **Alaa**).

Mes vifs remerciements vont également à tous mes enseignants en graduation. J'adresse un amical remerciement le plus sincère à tous mes collègues et mes amis.

Je remercie tous ceux qui m'ont aidé et soutenu de près ou de loin.

Grand merci à tous

## TABLE DES MATIERES

<b>Résumé</b>	<b>1</b>
<b>Dédicace</b>	<b>3</b>
<b>Remerciements</b>	<b>4</b>
<b>Table des matières</b>	<b>5</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>10</b>
<b>Liste des figures et tableaux</b>	<b>12</b>
<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	<b>18</b>
<b>CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	<b>21</b>
1.1 INTRODUCTION	21
1.2 Situation énergétique nationale et mondiale	21
1.2.1 Introduction	21
1.2.2 Situation énergétique nationale	22
1.2.3 Situation nationale vis-à-vis les énergies renouvelables	24
1.3 Production du froid par machines à absorption	25
1.3.1 Introduction	25
1.3.2. Les cycles à sorption	25
1.3.2.1. Les cycles frigorifiques à adsorption	26
✓ Les systèmes à adsorption	26
✓ Production du froid par adsorption	26
1.3.2.2. Les cycles frigorifiques à absorption	26
✓ Mode opératoire des cycles à absorption simple effet	28
• Circuit de solution	29
• Circuit de réfrigérant	31
✓ Mode opératoire des cycles à absorption double effet	31

•	Cycles frigorifiques double effet à circulation en série	31
•	Cycles frigorifiques double effet à circulation parallèle	33
1.3.2.3.	Autres configurations des cycles à absorption	33
1.3.3.	Choix du couple Eau-LiBr	34
1.3.4.	Problème de cristallisation	35
1.3.5.	Problèmes de corrosion et choix des matériaux	37
1.3.6.	Le maintien du vide	37
1.4.	Application aux zones climatiques de l'Algérie	38
1.4.1	Diversité climatique de l'Algérie	40
1.4.1.1.	Classification du CSTB 1962	40
1.4.1.2.	Classification du CNERIB 1993	43
1.4.1.3.	Classification du CNERIB 1997	46
1.4.1.4.	Classification du CNERIB 2011	46
1.5.	Les capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc	50
1.5.1	Marché mondial des capteurs solaires	51
1.5.2	Composants d'un capteur solaires à caloduc	52
1.5.3	Principe du caloduc	53
1.5.4	Echanges thermiques agissants sur les caloducs	55
1.5.5	Cas d'étude	58
1.6.	Objectif du présent travail	58
	<b>CHAPITRE 2 : MODELISATION</b>	<b>60</b>
2.1.	INTRODUCTION	60
2.2.	Propriétés thermo-physiques du mélange Eau-LiBr	61

2.2.1 Modèles thermodynamiques	61
✓ Modèle de ASHRAE	61
✓ Modèle de Lansing et Miao	63
✓ Modèle de Patek	64
2.2.2. Température de cristallisation	65
2.2.3. Pressions de travail	65
2.3. Coefficient de performance d'un cycle à absorption	67
2.4. Marge de sécurité	68
2.5. Modèle thermodynamique	69
2.5.1. Cycle à absorption simple effet	69
2.5.2. Etude thermodynamique des différents composants du cycle	71
2.5.2.1 Cycle frigorifique à absorption simple effet	71
✓ Le générateur	71
✓ L'absorbeur	72
✓ Le condenseur	74
✓ L'évaporateur	75
✓ L'échangeur de chaleur (solution)	75
2.5.2.2 Cycle frigorifique à absorption double effet	76
2.5.3. Estimation des températures de sortie des circuits externes	78
✓ Pour l'échangeur de chaleur	79
✓ Pour l'absorbeur	80
✓ Pour le générateur	80
✓ Pour l'évaporateur	81
✓ Pour le condenseur	81
2.6. Application au cas d'étude	82
2.7. CONCLUSION	83



<b>CHAPITRE 3 : RESULTATS ET DISCUSSION</b>	<b>84</b>
3.1. INTRODUCTION	84
3.2. Paramètres d'entrée et conditions nominales des systèmes à absorption	85
3.3. Séquences de calcul	86
3.4 Validation	91
3.4.1. Validation du modèle simple effet	91
3.4.2. Validation du modèle double effet	92
3.5 Etude paramétrique	93
3.5.1 Effet des paramètres extérieurs sur les performances de la machine Yazaki	93
✓ Production d'eau glacée de 7°C de température	94
✓ Production d'eau glacée de 12°C de température	99
3.5.2. Effet des paramètres extérieurs sur les performances de la machine Broad	103
✓ Production d'eau glacée de 7°C de température	103
✓ Production d'eau glacée de 12°C de température	107
3.6. Application au zones climatiques Algériennes	113
3.6.1 Etude des performances de la machine Yazaki simple effet sous climat algérien	114
3.6.2 Etude des performances de la machine Broad double effet sous climat algérien	118
3.6.3 Etude horaires des performances des systèmes à absorption dans les cinq zones climatiques	125
✓ Etude des performances de la machine Yazaki simple effet	125
✓ Etude des performances de la machine Broad double effet	135
3.7. Couplage solaire	142

3.7.1 Données solaires des zones climatiques	142
3.7.2 Calcul de la fraction solaire	148
3.7.2.1 Méthode f-Chart	149
3.7.2.2 Performances à long-terme du système solaire	150
3.8 CONCLUSION	158
<b>CONCLUSION GENERALE</b>	<b>161</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>	<b>164</b>
<b>ANNEXES</b>	

## NOMENCLATURE

$C_p$	Chaleur Spécifique	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
$H$	Enthalpie	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
$R$	Résistance	$C/W$
$k$	Conductivité thermique	$W/m\ C$
$M$	Masse molaire	$kg\ mol^{-1}$
$N$	Nombre de jours dans le mois	---
$n$	Nombre de moles	---
$S$	Entropie	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
$T$	Température	$^{\circ}C$
$T_0$	Température d'environnement	K
$T_z$	Constante (Eq.2.11-12-13)	K
$X$	Concentration massique	---
$w$	Concentration molaire	---
$P$	Pression	kPa
$\rho$	Masse volumique	$mol\ m^{-3}$
$I$	Flux de destruction d'exergie	W
$Q$	Flux de chaleur	W
$d$	Diamètre	m
$l$	Longueur	m
'	Etat liquide saturé	
$\eta_{II}$	Rendement exergetique	---

### Abréviations

$Libr$	Bromure de Lithium
$H_2O$	Eau
$ech$	Echangeur
$am$	Ambiante
$gen$	Génération
$COP$	Coefficient de Performance
$Tep$	Tonne Equivalent Pétrole
$Tec$	Tonne Equivalent Charbon

*BP* Basse pression  
*HP* Haute pression  
*Max* Maximum  
*Min* Minimum  
*ONM* Office national de la météorologie  
*ASA* Atlas solaire algérien  
*NUT* Nombre d'unité de transfert

### Indices

*t* Total; point triple  
*c* Condenseur ; critique, concentrée  
*e* Evaporateur, entrée  
*g* Générateur  
*a* Absorbeur  
*d* Diluée  
*s* Sortie

### Constantes physiques et propriétés du LiBr et du H<sub>2</sub>O

Masse molaire

$$M_{LiBr} = 0,08685 \quad \text{kg mol}^{-1}$$

$$M_{H_2O} = 0,018015268 \quad \text{kg mol}^{-1}$$

### Point critique de l'eau pure

$$T_c = 647,096 \quad \text{K}$$

$$P_c = 22,064 \cdot 10^6 \quad \text{Pa}$$

$$\rho_c = 17873 \quad \text{mol m}^{-3}$$

### Point triple de l'eau pure

$$T_t = 273,16 \quad \text{K}$$

$$P_t = 611,657 \quad \text{Pa}$$

$$\rho_t = 55496,8 \quad \text{mol m}^{-3}$$

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure.1.1:</b> Croissance annuelle moyenne de la part des énergies renouvelables dans le monde de 1990 à 2015.	<b>22</b>
<b>Figure.1.2 :</b> Structure de la consommation nationale finale par source.	<b>23</b>
<b>Figure.1.3 :</b> Structure de la consommation nationale finale par secteur.	<b>24</b>
<b>Figure.1.4 :</b> Cycle frigorifique à absorption simple effet.	<b>29</b>
<b>Figure.1.5 :</b> Cycles frigorifique à absorption double effet à écoulement en série.	<b>32</b>
<b>Figure.1.6 :</b> Cycles frigorifique à absorption double effet à écoulement parallèle.	<b>33</b>
<b>Figure.1.7 :</b> Diagramme de phase du Lithium de Bromure (LiBr).	<b>36</b>
<b>Figure.1.8 :</b> Zones climatiques Algériennes, période estivale, classification CSTB 1962.	<b>43</b>
<b>Figure.1.9 :</b> Zones climatiques d'été pour l'Algérie, classification CNERIB 1993.	<b>44</b>
<b>Figure.1.10 :</b> Les zones climatiques en Algérie selon la classification du CNERIB (Zonage Avril 1997).	<b>48</b>
<b>Figure.1.11 :</b> Les zones climatiques en Algérie selon la classification du CNERIB (Zonage Mars 2011).	<b>49</b>
<b>Figure.1.12 :</b> Caractéristiques de cinq capteurs solaires.	<b>50</b>
<b>Figure.1.13 :</b> Répartition de la capacité totale installée en fonctionnement par type de capteur en 2015 dans le monde.	<b>51</b>
<b>Figure.1.14 :</b> Répartition par type de capteur solaire thermique pour la capacité totale des capteurs d'eau installés en exploitation à la fin de 2015.	<b>52</b>
<b>Figure.1.15 :</b> Tube sous-vide à caloduc	<b>52</b>
<b>Figure.1.16 :</b> Schéma de principe d'un caloduc.	<b>53</b>
<b>Figure.1.17 :</b> Différentes configurations de réseaux capillaires.	<b>54</b>
<b>Figure.1.18 :</b> Coupe longitudinale d'un caloduc et schéma électrique équivalent.	<b>56</b>
<b>Figure.2.1 :</b> Cycle à absorption simple effet.	<b>60</b>
<b>Figure.2.2 :</b> Schéma représentatif d'un cycle à absorption simple effet (Eau-LiBr).	<b>70</b>

<b>Figure.2.3</b> : Schéma de principe d'un cycle à absorption double effet à circulation parallèle, couple Eau-LiBr [15].	<b>77</b>
<b>Figure.3.1</b> : Organigramme de simulation des performances des cycles à absorption.	<b>88</b>
<b>Figure.3.2</b> : Organigramme de simulation des boucles solaires.	<b>90</b>
<b>Figure.3.3.</b> Banc d'essai multifonctionnel pour la caractérisation des pompes à chaleur, des refroidisseurs et des moteurs thermiques de petites puissances (CREVER. [9])	<b>91</b>
<b>Figure.3.4</b> : Validation du modèle par les résultats expérimentaux réalisés par <i>Rodriguez</i> pour la machine à absorption simple effet Yazaki SC05.	<b>92</b>
<b>Figure.3.5</b> : Validation du modèle par les résultats publiés par <i>Keith et al.</i> pour la machine à absorption double effet à circulation parallèle.	<b>93</b>
<b>Figure.3.6</b> : Variation du COP du cycle à absorption simple effet en fonction des températures de l'air ambiant et de la source chaude pour une température de l'eau glacée de 7°C.	<b>96</b>
<b>Figure.3.7</b> : Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.	<b>97</b>
<b>Figure.3.8</b> : Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.	<b>98</b>
<b>Figure.3.9</b> : Variation du COP du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.	<b>100</b>
<b>Figure.3.10</b> : Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.	<b>101</b>
<b>Figure.3.11</b> : Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.	<b>102</b>
<b>Figure.3.12</b> : Variation du COP du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.	<b>104</b>

<b>Figure.3.13</b> : Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.	<b>105</b>
<b>Figure.3.14</b> : Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.	<b>106</b>
<b>Figure.3.15</b> : Variation du COP du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.	<b>108</b>
<b>Figure.3.16</b> : Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.	<b>109</b>
<b>Figure.3.17</b> : Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.	<b>111</b>
<b>Figure.3.18</b> : Température ambiante en fonction des zones climatiques algériennes pour (ONM)	<b>113</b>
<b>Figure.3.19</b> : Variation du COP de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.	<b>115</b>
<b>Figure.3.20</b> : Variation du COP de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.	<b>116</b>
<b>Figure.3.21</b> : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.	<b>117</b>
<b>Figure.3.22</b> : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.	<b>118</b>
<b>Figure.3.23</b> : Variation du COP de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.	<b>119</b>

<b>Figure.3.24</b> : Variation du COP de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.	<b>120</b>
<b>Figure.3.25</b> : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.	<b>121</b>
<b>Figure.3.26</b> : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.	<b>122</b>
<b>Figure.3.27</b> : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville d'Alger en période estivale.	<b>128</b>
<b>Figure.3.28</b> : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville de Blida en période estivale.	<b>130</b>
<b>Figure.3.29</b> : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville de Djelfa en période estivale.	<b>132</b>
<b>Figure.3.30</b> : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville de Hassi-Messaoud en période estivale.	<b>133</b>
<b>Figure.3.31</b> : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville d'Adrar en période estivale.	<b>134</b>
<b>Figure.3.32</b> : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville d'Alger en période estivale.	<b>136</b>
<b>Figure.3.33</b> : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville de Blida en période estivale.	<b>137</b>
<b>Figure.3.34</b> : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville de Djelfa en période estivale.	<b>139</b>
<b>Figure.3.35</b> : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville de Hassi-Messaoud en période estivale.	<b>140</b>
<b>Figure.3.36</b> : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville d'Adrar en période estivale.	<b>141</b>
<b>Figure.3.37</b> : Diagramme du programme de simulation sous TRNSYS.	<b>142</b>
<b>Figure.3.38</b> : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région d'Alger pour le mois de Juillet.	<b>143</b>



<b>Figure.3.39</b> : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Blida pour le mois de Juillet.	<b>144</b>
<b>Figure.3.40</b> : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Djelfa pour le mois de Juillet.	<b>146</b>
<b>Figure.3.41</b> : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Hassi-Messaoud pour le mois de Juillet.	<b>146</b>
<b>Figure.3.42</b> : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Adrar pour le mois de Juillet.	<b>147</b>
<b>Figure.3.43</b> : Irradiations solaires moyennes du mois de Juillet en fonction des zones climatiques Algériennes pour différents orientations (ONM)	<b>148</b>
<b>Figure.3.44</b> : Facteur de correction du volume de stockage pour les systèmes liquide. (Volume de stockage standard est de 75 litres/m <sup>2</sup> )	<b>150</b>
<b>Figure.3.45</b> : Schéma de principe de l'installation solaire thermique pour la production d'eau chaude.	<b>151</b>
<b>Figure.3.46</b> : Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E1 (mois de Juillet).	<b>153</b>
<b>Figure.3.47</b> : Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E2 (mois de Juillet).	<b>154</b>
<b>Figure.3.48</b> : Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E3 (mois de Juillet).	<b>156</b>
<b>Figure.3.49</b> : Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E4 (mois de Juillet).	<b>157</b>

## LISTE DES TABLEAUX

<b>Table.1.1</b> : Tableau récapitulatif des données climatiques par zone (classification Borel 1962)	<b>42</b>
<b>Table.1.2</b> : Tableau récapitulatif des données climatiques par zone (Données ONM période 1974-1984).	<b>45</b>
<b>Table.1.3</b> : Caractéristiques thermiques des capteurs solaires à caloduc utilisés dans la simulation	<b>58</b>
<b>Table.2.1</b> : Constantes pour Equations (2.2) et (2.3)	<b>62</b>
<b>Table.2.2</b> : Constantes pour Equation (2.4)	<b>62</b>
<b>Table.2.3</b> : Constantes pour Equation (2.16)	<b>65</b>
<b>Table.2.4</b> : Relations d'efficacité de plusieurs types d'échangeur de chaleur.	<b>79</b>
<b>Table.2.5</b> : Valeurs du produit UA pour la machine Yazaki SC5 présentés par Martinez.	<b>82</b>
<b>Table.3.1</b> . Paramètres d'entrée utilisés dans la simulation des machines à absorption simple et double effet.	<b>85</b>
<b>Table.3.2</b> : Tableau récapitulatif des performances des deux machines à absorption dans les différents climats.	<b>124</b>
<b>Table.3.3</b> : Caractéristiques thermiques des capteurs solaires à tubes sous- vide et caloduc.	<b>152</b>

## INTRODUCTION GENERALE

Ces dernières années, la part des énergies renouvelables dans la production mondiale de l'énergie a augmentée considérablement, en effet, une transition énergétique mondiale d'une dépendance énergétique envers des sources fossiles et épuisables vers une nouvelle stratégie énergétique qui dépend essentiellement des sources d'énergies propres, renouvelables et gratuites est en cours.

Depuis 1990, la production mondiale d'électricité d'origine renouvelable a augmenté en moyenne de 3,6% par an, ce qui est légèrement plus rapide que le taux de croissance de la production d'électricité totale (2,9% par an). Ainsi, alors que 19,4% de l'électricité mondiale en 1990 était produite à partir des sources renouvelables, cette part est passée à 22,8% en 2015.

En Algérie, la consommation électrique du secteur résidentiel a atteint plus de 40% de la consommation nationale totale d'électricité avec une consommation énergétique moyenne d'un logement de 1,530 Tep/an; soit 2880 kWh/ménage, de ce fait, ce secteur est considéré comme le premier consommateur d'énergie au niveau national. La production d'électricité destinée pour la climatisation a augmenté avec l'augmentation de la population et la demande de confort, essentiellement en période estivale où la demande de climatisation est à son maximum.

Avec la crise pétrolière et la croissance de la demande en énergie, l'Algérie est obligée d'engager une transition énergétique faisant appel à des sources d'énergies non fossiles, notamment les énergies renouvelables. D'après le ministère de l'énergie, l'Algérie reçoit en moyenne une énergie solaire allant de 1700 kWh/an/m<sup>2</sup> sur les zones côtières à 2650 kWh/an/m<sup>2</sup> au Sahara, ceci correspond à une durée d'ensoleillement de 2650 h/an à 3500 h/an. Malgré ce potentiel, la production d'électricité d'origine renouvelable représente moins de 1% de la production globale en 2017.

Pour gérer la demande croissante en énergie et plus précisément pour le conditionnement d'air, les machines à absorption utilisant l'énergie solaire comme source motrice représentent une bonne alternative.

Les systèmes de production de froid par énergie thermique représentent une très bonne alternative aux systèmes classiques à compression de vapeur. Ces derniers utilisent l'énergie électrique comme source motrice, par conséquent, un appel indirect à une source fossile polluante. Pour cette raison, notre travail est basé sur l'étude de faisabilité de l'installation de deux systèmes de climatisation solaire par machines à absorption fonctionnant avec le couple de travail Eau-LiBr dans les différentes zones climatiques de l'Algérie, à savoir, un système de climatisation par absorption simple effet de type Yazaki d'une puissance frigorifique nominale de 17,6 kW et un système à double effet de type Broad d'une puissance de 16 kW.

Notre travail est divisé en trois grands chapitres, le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique. Après un bref passage sur la situation énergétique nationale et mondiale, on présentera l'essentiel des travaux réalisés sur la climatisation solaire par machines à absorption, en abordant successivement les technologies de production de froid, soit par adsorption ou par absorption, les travaux réalisés sur les cycles à absorption et les couple de travail. Une partie sur les zones climatiques et les différentes classifications est présentée. La dernière partie de ce chapitre sera consacrée aux capteurs solaires thermiques à caloduc.

Afin de caractériser les performances des deux systèmes à absorption choisis, un modèle mathématique des cycles à absorption simple et double effet a été développé dans le deuxième chapitre. Dans ce chapitre, les propriétés thermodynamiques point-par-point du cycle de la machine à absorption sont calculées par l'application des deux lois de la thermodynamique. Les puissances échangées par les composants du système avec le milieu ambiant sont estimées et la surface de captation solaire nécessaire pour alimenter les deux systèmes est déterminée.

Pour les quatre principaux composants du cycle, les bilans énergétiques et massiques utilisant le premier et le second principe de la thermodynamique sont établies et la méthode du NUT a été utilisée pour l'estimation des températures de sorties des fluides, soit les fluides de refroidissement, de chauffage et d'eau glacée.

Dans le dernier chapitre, les résultats de fonctionnement et les performances des deux cycles à absorption simple et double effet ont été analysés dans les conditions thermiques des cinq zones climatiques d'Algérie. Dans une première partie, le modèle développé a été validé à partir des données expérimentales obtenues par *Rodriguez* (2013) sur le système à absorption simple effet Yazaki. Les résultats de simulation de *Keith et al*, (2016) ont été utilisés pour la validation du modèle des cycles à absorption double effet et circulation parallèle.

Une partie porte sur l'étude paramétrique des performances thermiques des deux cycles à absorption en faisant varier les températures des trois circuits externes (circuit de refroidissement, de la source chaude et d'eau glacée) est présentée.

L'alimentation des deux systèmes à absorption par l'énergie solaire thermique est présentée en dernier, une étude de simulation utilisant l'outil TRNSYS est présentée pour cinq villes algériennes correspondants aux cinq zones climatiques. Utilisant la méthode de *f-Chart*, la surface de captation solaire nécessaire pour l'alimentation du système à absorption à simple effet est estimée pour différents types de capteurs solaires à tubes sous-vide et échangeur caloduc.

## CHAPITRE – 1

### ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

#### 1.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, une première partie sur la situation énergétique mondiale, ainsi que la situation énergétique en Algérie est présentée, on présentera aussi les différentes technologies de production de froid, soit par adsorption ou par absorption. Ainsi on citera les travaux réalisés au cours des années sur les systèmes frigorifiques à absorption couplés avec des capteurs solaires thermiques.

La diversité climatique en Algérie ainsi que les caractéristiques thermiques des différents zones climatiques Algériennes sont présentées dans le but d'étudier la faisabilité des systèmes à absorption dans ces climats, à cet effet, diverses classifications ont été présentées.

Une dernière partie sera consacrée à la présentation de la technologie des capteurs solaires thermiques à tubes sous vides et échangeur CALODUC. Les modèles permettant l'estimation des différents composants d'irradiation solaire en cas de manque de données météorologiques, sont présentés en Annexe A.

#### 1.2 Situation énergétique nationale et mondiale

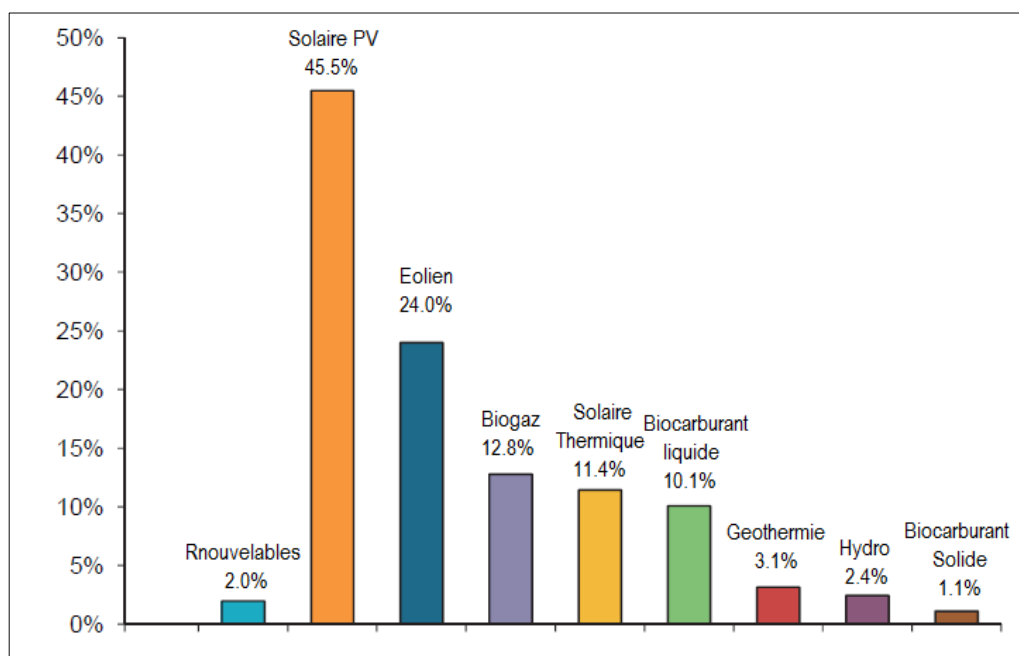
##### 1.2.1 Introduction

En 2015, les énergies renouvelables représentaient 22,8% de la production mondiale d'électricité, après le charbon (39,3%) et le gaz (22,9%), devant le nucléaire (10,6%) et le pétrole (4,1%). Cependant, la position relative des énergies renouvelables et du gaz peut être influencée par divers facteurs parmi lesquels les conditions météorologiques jouent un rôle primordial [1].

Depuis 1990, la production mondiale d'électricité renouvelable a augmentée en moyenne de 3,6% par an, ce qui est légèrement plus rapide que le taux de croissance de la production d'électricité totale (2,9% par an). Ainsi, alors que 19,4%

de l'électricité mondiale en 1990 était produite à partir de sources renouvelables, cette part est passée à 22,8% en 2015 [1].

Les énergies renouvelables ont subi une croissance annuelle de 2.0% depuis les années 1990, voir figure1.1. La croissance a été très importante pour le solaire PV et l'éolien avec un taux de croissance de 45,5%/an et 24,0%/an, respectivement. Les biogaz représentent la troisième position avec un taux de croissance de 12,8% suivis par le solaire thermique (11,4% par an) et les bio-carburants (10,1% par an) [2] [3].



**Figure.1.1:** Croissance annuelle moyenne de la part des énergies renouvelables dans le monde de 1990 à 2015 [1].

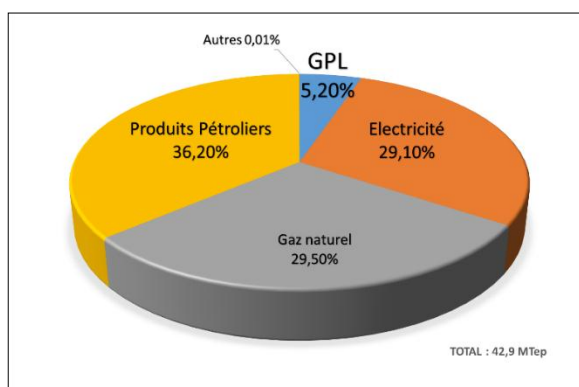
### 1.2.2 Situation énergétique nationale

Selon le rapport réalisé par le ministère de l'énergie en 2016, la situation énergétique nationale est caractérisée par :

- Une baisse de 2,8 % de la consommation de produits pétroliers, à savoir le gasoil et l'essence, suite notamment à l'augmentation des prix [2].
- Une hausse de 3,3% de la demande de gaz naturel, induite par les besoins croissants du secteur résidentiel dont le nombre d'abonnés a augmenté de 7,4% pour atteindre 4,9 millions d'abonnés en 2016.

- Une croissance de la consommation d'électricité de 4,3%, suite notamment à l'augmentation du nombre d'abonnés (essentiellement les ménages), dont le nombre est passé de 8,5 millions d'abonnés en 2015 à 8,8 millions d'abonnés à fin 2016 [2].
- Une légère baisse de la consommation finale des GPL (-0,8%), qui s'explique par la poursuite de la pénétration du gaz naturel citée ci-dessus et un hiver relativement doux.

La figure.1.2 décrit la répartition de la consommation nationale finale par produits :



**Figure.1.2** : Structure de la consommation nationale finale par source [2].

De cette figure, il ressort que la structure de la consommation finale reste dominée par les produits pétroliers (36%). L'évolution de cette structure par rapport à 2015, indique une croissance des parts de l'électricité et du gaz naturel au détriment de la part des produits pétroliers qui a baissé de près de 2 points en 2016 [2].

Par secteur d'activité, l'évolution de la consommation finale en 2016, fait ressortir ce qui suit:

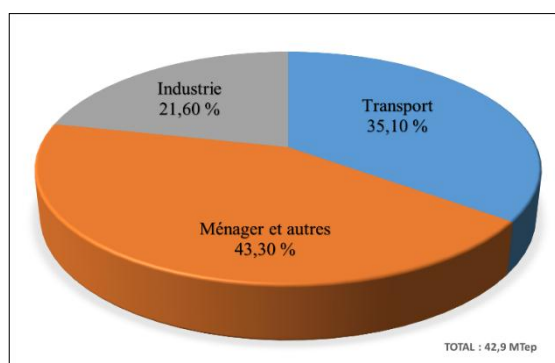
- Baisse de la consommation du secteur des « transports » de 2,8% par rapport à l'année précédente, probablement suite à la hausse des prix de carburants.
- Hausse de la consommation du secteur « Industries et BTP » de 4,8%, passant de 8,8 M Tep à 9,2 M Tep, suite à la hausse de la consommation du sous-secteur des matériaux de construction (+ 7,4%).



- Croissance de la consommation des « Ménages et autres » de 2,4%, tirée par celle du sous-secteur résidentiel (1,9%) et notamment des besoins en gaz et électricité induits par l'augmentation du nombre d'abonnés.

La structure de la consommation finale reste dominée par la demande du secteur des « Ménages & autres » (43%), suivie par le « transport » (35%) et enfin le secteur de « l'industrie et BTP » avec une part de 22% [2].

La figure.1.3 présente la part des consommations par secteur d'activité :



**Figure.1.3** : Structure de la consommation nationale finale par secteur [2].

La consommation électrique du secteur résidentiel a atteint 1690 kTep. Elle représente donc plus de 40% de la consommation totale d'électricité avec une consommation énergétique moyenne d'un logement de 1,530 Tep/an; soit 2880 kWh/ménage, de ce fait, elle représente le premier secteur grand consommateur d'énergie au niveau national [2, 3 et 4].

### 1.2.3 Situation nationale vis-à-vis les énergies renouvelables

L'Algérie dispose d'un gisement solaire très attirant, soit une moyenne de 2650 kWh/jour. Malgré ce potentiel, la production d'électricité à partir des sources renouvelables représente seulement 0,03% du bilan de production globale [3] [4], la situation est caractérisée par :

- Parc solaire en fonctionnement : 108 installations PV
- Capacité de raccordement solaire: 925 foyers dans 16 villages.

## 1.3 Production du froid par machines à absorption

### 1.3.1 Introduction

Les systèmes de production de froid par énergie thermique représentent une très bonne alternative aux systèmes classiques à compression de vapeur qui utilisent de l'énergie électrique comme source motrice, par conséquent, un appel indirect à une source fossile polluante.

On ne peut continuer notre étude sans citer quelques résultats présentés dans les travaux de *Alili et al.* [5] qui ont exposé un aperçu sur les technologies de climatisation solaire thermique, à savoir, les systèmes à absorption, à adsorption et à éjection. Les auteurs ont rapporté que les systèmes de climatisation solaire par absorption présentaient une surface moyenne de collecteur de  $4,67 \text{ m}^2/\text{kW}_{\text{froid}}$ , un stockage thermique normalisé de  $0,21 \text{ m}^3/\text{kW}_{\text{froid}}$  et un coefficient de performance de 0,68 à une température moyenne de la source chaude de  $88,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Siddiqui et Said* [6] ont examiné les recherches publiées sur les systèmes de refroidissement par absorption solaire, les systèmes de diffusion-absorption, les systèmes d'absorption à éjecteur, les systèmes d'absorption par compression et les systèmes d'absorption de cogénération/tri-génération. Le travail porte sur les propriétés thermodynamiques des nouvelles paires de fluide de travail proposées pour les technologies de climatisation solaire. En plus de l'utilisation répandue des mélanges binaires Eau-LiBr et Ammoniac-Eau, d'autres paires de travail, telles que l'ammoniac-nitrate de lithium, l'ammoniac-thiocyanate de sodium et l'eau-LiCl, ont montré de bonnes performances.

D'autres travaux axés sur les systèmes de refroidissement par machines à sorption sont disponibles dans la littérature, voir [7 à 12].

### 1.3.2. Les cycles à sorption

Dans les machines à sorption, la compression mécanique dans les cycles à compression de vapeur traditionnels, est remplacée par une compression thermique. Ces systèmes utilisent également un fluide frigorigène qui change de phase (liquide/vapeur) grâce à un apport de chaleur. Le fluide de travail est dans ce

cas un mélange d'eau additionné d'un second composant. Si ce dernier est un liquide, on parle alors d'absorbant et de machine à absorption, si c'est un solide poreux, on parle alors d'adsorbant et de machine à adsorption.

#### 1.3.2.1. Les cycles frigorifiques à adsorption

##### ✓ Les systèmes à adsorption

*Fantana et Schelle [13]* ont découvert le phénomène d'adsorption en 1711. Ce phénomène rend compte de la fixation de molécules de gaz (espèce adsorbable ou adsorbat) sur la surface du solide (adsorbant) au moyen de l'augmentation de la concentration des molécules de ce gaz à la surface du solide par rapport à la quantité totale initiale du gaz, sans modifier le volume de l'adsorbant.

L'adsorption est déjà utilisée dans un certain nombre de processus physiques et industriels, en particulier dans le domaine de la filtration et de la purification des gaz, le traitement des eaux potables et dans les cycles de réfrigération, ces derniers restent du domaine de développement bien qu'il existe des applications industrielles.

##### ✓ Production du froid par Adsorption

Les énergies mises en jeu dans le cas de l'adsorption sont généralement plus faibles que l'absorption [14]. Bien que le cycle de base de la machine qui utilise le principe d'adsorption soit un cycle intermittent, les recherches effectuées jusqu'à ce jour, ont permis de mettre au point des machines frigorifiques à cycles permanents et à multiples effets [15].

Les couples les plus utilisés sont les zéolithes-eau, le charbon actif-méthanol et le charbon actif-ammoniac. Ce type de machines reste encore peu étudié [15].

#### 1.3.2.2. Les cycles frigorifiques à absorption

Historiquement, la machine à absorption s'est développée en même temps que la configuration simple des machines à compression de vapeur [16], mais en raison des progrès technologiques des compresseurs, et en raison de la crise économique, la machine à absorption a disparu en 1950 pour réapparaître avec la crise énergétique, surtout aux USA et au Japon. Depuis, les recherches sur le

développement de ces cycles ne cessent d'augmenter. On citera les travaux de *Ayyash (1981) [17]* qui a présenté une étude comparative entre deux types de systèmes frigorifiques, à compression de vapeur et à absorption. L'étude consiste à alimenter les deux systèmes par la même quantité d'énergie (soit électrique et solaire), la valeur du SCOP (Solar Coefficient Of Performance) des deux systèmes a été comparée.

*Suri et al. (1982) [18]* ont réalisé une étude comparative des consommations électriques de deux systèmes de climatisation ayant la même puissance frigorifique, le premier par absorption (H<sub>2</sub>O-LiBr) utilisant l'énergie solaire comme source motrice, et l'autre à compression de vapeur.

*Fong et al. (2012) [19]* ont fait une étude comparative de deux systèmes de refroidissement, le premier à compression de vapeur alimenté par l'énergie solaire photovoltaïque, et le deuxième à absorption alimenté par l'énergie solaire thermique. La faisabilité des deux systèmes pour les régions subtropicales a été étudiée.

*Lu et al. (2013) [20]* ont présenté une étude comparative entre deux systèmes de climatisation solaire, le premier est un système à adsorption fonctionnant par le couple Silica gel-Eau, et le deuxième à absorption utilisant le couple H<sub>2</sub>O-LiBr. Ces deux systèmes se trouvent au Nord de la Chine. Une comparaison des performances de ces systèmes a été présentée.

L'utilisation de l'Energie solaire par le biais des capteurs cylindro-paraboliques (PTC) pour l'alimentation des machines à absorption a été présentée par *Osman (1985) [21]*, ce dernier a présenté une étude complète d'un système de refroidissement solaire alimenté par 80 m<sup>2</sup> de capteurs PTC (Parabolic Through Collectors). Les résultats montrent une réduction de 60 à 70% de la consommation électrique destinée aux besoins de climatisation.

*Ayadi et al. (2012) [22]* ont présenté un aperçu sur l'utilisation de la concentration solaire pour la climatisation des habitats, l'étude montre une croissance des installations de refroidissement qui utilisent les concentrateurs solaires comme source d'alimentation.

Une étude sur une installation de refroidissement solaire en Tunisie a été présentée par *Belghouthi et al. (2012)* [23], l'installation se compose d'une machine à absorption d'une puissance de 16 kW alimentée par 39 m<sup>2</sup> de capteurs cylindro-paraboliques (PTC) et de deux cuves de stockage chaud et froid.

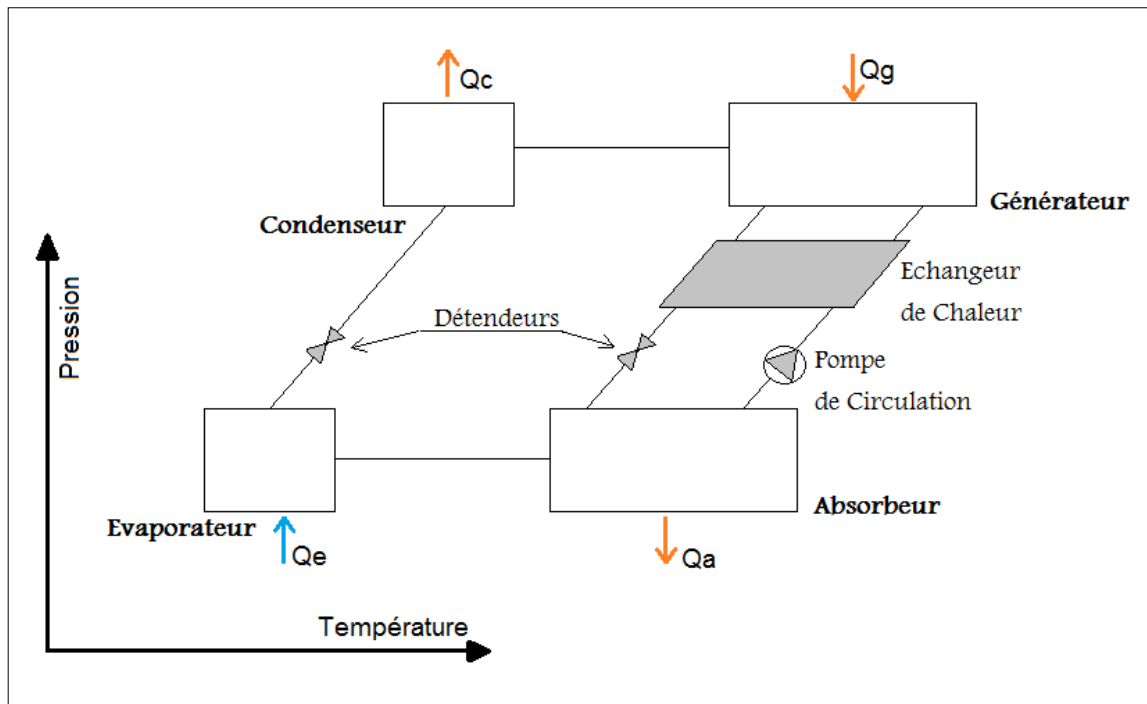
Les capteurs solaires à tubes sous vide ont eu leur part dans les recherches, on cite les travaux de *Buonomano et al. (2013)* [24] qui ont présenté un nouveau modèle de simulation dynamique des performances thermiques de deux SACH systèmes (Solar Absorption Cooling and Heating) en Italie. Les deux configurations étudiées sont alimentées par des capteurs solaires à tubes sous-vide et des concentrateurs paraboliques. Les résultats de la simulation ont montré qu'une couverture solaire de 75% des besoins énergétiques du système est atteinte en utilisant les capteurs solaires à tubes sous vide, et dépasse les 100% en utilisant les concentrateurs paraboliques.

*Pongtornkulpanich et al. (2008)* [25] ont présenté un système de refroidissement solaire par absorption fonctionnant par le couple H<sub>2</sub>O-LiBr d'une puissance de 35 kW alimenté par 72 m<sup>2</sup> de capteurs solaires thermiques à tubes sous vide en Thaïlande. Les résultats montrent que le champ de capteurs couvre 81 % des besoins du système, pendant que les 19% restantes sont assurés par un système d'appoint. Une autre étude de faisabilité d'un système de production de froid par machine à absorption couplée à un champ de capteurs solaires à tubes sous-vide dans dix villes différentes dans le monde a été présentée par *Bellos et Tzivanidis (2017)* [26]. Le système est simulé dans l'environnement TRNSYS pour satisfaire les besoins en climatisation d'une petite habitation de 100 m<sup>2</sup> de surface. Pour chaque ville, l'influence de la surface de captation solaire ainsi que le volume de stockage sur les performances du système est présentée.

#### Mode opératoire des cycles à absorption

##### ✓ Cycle à absorption à simple effet

La Figure.1.4 Représente un diagramme classique d'un cycle à absorption à simple effet. Le diagramme est représenté de façon où les températures et les pressions relatives de chaque composant ainsi que la fraction massique peuvent être observées.



**Figure.1.4** : Cycle frigorifique à absorption simple effet.

- Circuit de solution

La solution circulant entre le générateur et l'absorbeur est pompée, dans sa forme diluée, de la basse pression dans l'absorbeur vers la haute pression au générateur. On supposera toujours que le cycle à absorption simple effet fonctionne entre deux niveaux de pression causés principalement par les dispositifs de pompage et de détente, bien que dans les conditions réelles il existe toujours des pertes de pression entre les composants de la machine qui sont dues aux pertes de charge dans les canalisations ainsi que les différents composants de la machine [27].

La solution liquide est pompée de l'absorbeur vers le générateur (Désorbeur) où une quantité d'énergie est fournie à ce dernier par un circuit de chauffage alimenté par une source chaude (bruleur à gaz, capteurs solaire...). La température requise par le générateur est fonction du mélange binaire utilisé. Dans la plupart des cycles à absorption simple effet, la température de générateur doit être supérieure à 90 °C [27].

L'énergie fournie au générateur permet l'ébullition du composant le plus volatil (réfrigérant), dans le cas des systèmes à LiBr-Eau, l'Eau (réfrigérant) est

considérée comme la substance la plus volatile vue la température d'ébullition du sel LiBr brut qui est de l'ordre de 1282 °C dans les conditions normales de température et de pression, pour cette raison, on est sûr que les vapeurs d'eau sortants du générateur sont à 100% d'H<sub>2</sub>O pure. D'un autre côté, on ne peut pas se permettre d'avoir des traces de LiBr dans le circuit de vapeur à cause des problèmes de corrosion [27].

La volatilité des substances utilisées dans les cycles à absorption est une question très importante et est considérée comme une propriété physique à prendre en compte dans le choix des couples binaires.

Au cours de la désorption de vapeur dans le générateur, la solution devient plus concentrée et est retournée vers l'absorbeur. Ce processus d'évaporation est appelée processus à évaporation partielle.

Cette solution concentrée traverse un échangeur de chaleur où elle cède une quantité d'énergie à la solution entrant au générateur. Ce dispositif d'échange thermique permet d'économiser une bonne quantité d'énergie fournie au générateur, ce qui permet d'améliorer leur COP. Le processus d'échange thermique se fait entre les deux solutions implique que les échanges de chaleur latente (pas de changement de phase dans les conditions opératoires). L'objectif essentiel de ce composant et de réutiliser l'énergie déjà disponible dans le système au lieu de la perdre. L'introduction d'un échangeur de chaleur permet aussi de réduire la chaleur rejetée par l'absorbeur. Pour cette raison, l'efficacité de ce dernier représente un impact majeur sur les performances de la machine entière [27].

La solution rentre dans l'absorbeur après avoir traversé un détendeur (restructeur). Cette solution concentrée (riche en LiBr) entre en contact avec les vapeurs en provenance de l'évaporateur et la solution diluée (riche en eau) est restituée et est pompée de nouveau vers le générateur.

Il faut noter que le phénomène d'absorption est un phénomène chimique et se produit lorsque l'absorbeur est bien refroidi par une source externe (soit à l'air libre ou par un circuit d'eau de refroidissement).

- **Circuit de réfrigérant**

Le circuit de réfrigérant d'une machine à absorption est identique à celui d'une machine à compression de vapeur, les vapeurs quittant le générateur sont dirigées vers le condenseur où elles sont liquéfiées en cédant de la chaleur au milieu extérieur (air, circuit d'eau de refroidissement). En général, le condenseur et l'absorbeur rejettent de la chaleur au même circuit de refroidissement (presque à la même température).

Le réfrigérant liquide sous-refroidi quittant le condenseur est détendu vers la basse pression en passant par une vanne de détente d'où quelques traces de vapeurs peuvent se produire à la sortie de ce dernier (relativement faible par rapport aux systèmes à compression) [27].

L'évaporation prend place au niveau de l'évaporateur et une quantité de chaleur est transférée du milieu à refroidir due à la basse pression produite dans l'absorbeur.

Il faut noter qu'une évaporation parfaite exige que tous le réfrigérant à la sortie de l'évaporateur soit à l'état vapeur, l'entraînement des gouttelettes liquides doit être minimisé pour ne pas perdre en puissance frigorifique.

- ✓ **Cycle à absorption à double Effet**

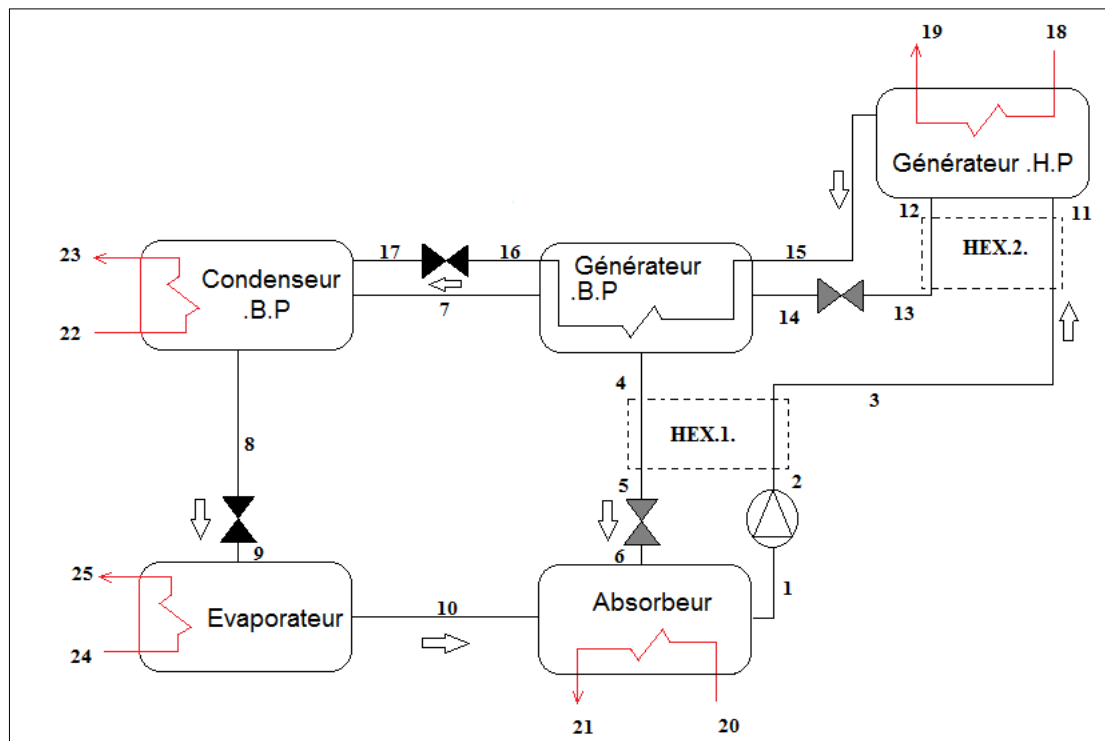
- **Cycles frigorifiques double effet à circulation en série**

Contrairement aux systèmes à absorption simple effet, les systèmes à double effet se composent de deux générateurs et deux condenseurs et fonctionnent entre trois niveaux de pression et non pas deux.

L'eau en s'évaporant quitte le générateur à haute pression (HPG) sous forme de vapeur surchauffée tandis que la solution concentrée en LiBr quitte par le bas du HPG (voir figure.1.5) les vapeurs cèdent leur chaleur vers le deuxième générateur appelé générateur à basse pression (condenseur à haute pression) où plus de vapeur est produite par ce dernier, la vapeur est ensuite refroidie dans le condenseur à basse pression pour se liquéfier et se détendre vers l'évaporateur en passant par une vanne de détente (détendeur).



Ce type de cycle a été présenté dans différents travaux, on citera le travail de *Gomri et Hakimi (2008) [28]* qui ont présenté une analyse d'un système de climatisation solaire par absorption à double effet. Les résultats de la simulation montrent que les performances du système augmentent en fonction de la température des deux générateurs haute et basse pression. Les auteurs concluent que le problème majeur avec les cycles à double effet est la nécessité de capteurs à hautes performances, donc un surcoût important est ajouté. Une autre étude publiée par *Gomri (2009) [29]* dans laquelle il a présenté une étude comparative de deux cycles de climatisation par absorption (Simple et Double effet) en appliquant les deux principes de la thermodynamique. L'étude montre que pour une température d'évaporateur de 4 à 10°C et du condenseur de 33 à 39°C, le COP du cycle à simple effet varie de 0,73 à 0,79, et celui du double effet de 1,22 à 1,42. Il conclut que le COP du cycle à double effet est presque le double de celui du simple effet.

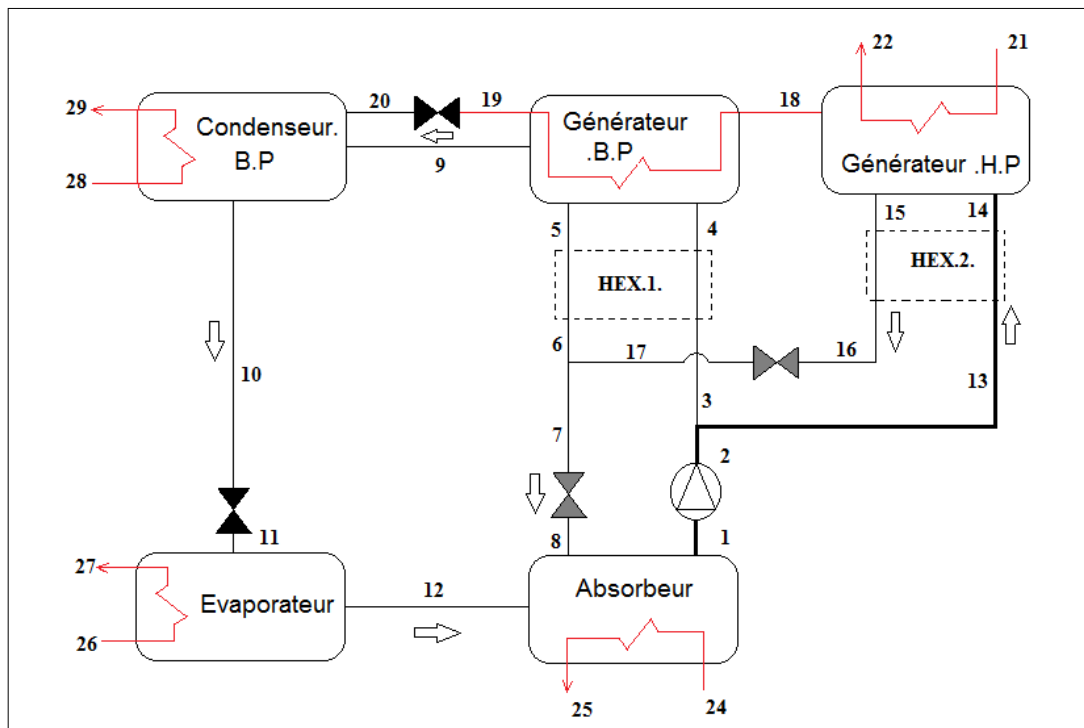


**Figure.1.5** : Cycles frigorifique à absorption double effet à écoulement en série.

- **Cycles frigorifiques double effet à circulation parallèle**

La principale caractéristique de cette configuration est que la solution diluée (riche en eau) pompée de l'absorbeur est divisée à l'entrée du premier échangeur de chaleur et envoyée séparément aux deux générateurs (le taux de séparation dépend du fabricant).

Le premier générateur H.P est chauffé à une température relativement plus élevée pour faire bouillir la solution. La vapeur d'eau sortante est ensuite condensée à haute pression dans le deuxième générateur B.P (Condenseur H.P). Cette dernière est ensuite condensée dans le condenseur à basse pression en rejetant une quantité de chaleur vers le milieu extérieur, voir figure.1.6.



**Figure.1.6** : Cycles frigorifique à absorption double effet à écoulement parallèle.

### 1.3.2.3. Autres configuration des cycles à absorption

Différents travaux ont été présentés pour étudier les systèmes à multiple effet, on peut citer les travaux de Gomri (2010) [30] qui a réalisé une étude comparative de trois cycles à absorption (simple, double et triple effet) pour la production d'eau froide. La simulation a permis l'étude des différents paramètres

opérateurs du système. Les résultats de l'étude montrent que le COP du cycle à double effet est presque le double de celui du simple effet, et celui du triple effet est légèrement inférieur au triple de celui du simple effet.

*Kaita (2002)* [31] a présenté une simulation numérique de trois types de cycle à absorption triple effet, à savoir les cycles triples effet à circulation parallèle, à circulation en série et à circulation inverse. Le COP, la haute pression ainsi que la température de sortie du générateur sont estimés. L'auteur a trouvé que le cycle frigorifique à circulation parallèle (*Parallel-Flow*) développe le meilleur COP, tandis que la pression et la température du cycle inverse sont les plus basses, ce qui est avantageux en considérant les problèmes de corrosion et de détérioration des matériaux dans ces conditions de travail.

Le calcul de ces machines se fait par l'usage des diagrammes de Oldham et de Merkel (voir **Annexe E**) ; ces deux diagrammes synthétisent les propriétés des mélanges utilisés, les mélanges les plus développés sont :

- Pour la climatisation (froid positif) le couple LiBr-Eau, avec l'eau comme fluide frigorigène.
- Pour la congélation (froid négatif) le mélange Eau-NH<sub>3</sub> avec l'ammoniac comme fluide frigorigène.

### 1.3.3. Choix du couple Eau-LiBr

Comme décrit précédemment, les couples Eau-Bromure de lithium (Eau-LiBr) et l'ammoniac-Eau (NH<sub>3</sub>-Eau) sont les couples les plus utilisés dans le domaine de la production du froid par absorption.

Il existe plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles, l'étude des différents couples binaires dans les cycles à absorption a été présentée dans plusieurs études. On citera les travaux de *Mansouri et Patel (1979)* [32] qui ont présenté une étude comparative des performances des machines à absorption pour différents couples de travail (fluides frigorigènes-absorbants). L'étude a été réalisée sur la base des couples les plus favorables dans le domaine de production du froid par machines à absorption (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>O/LiBr, NH<sub>3</sub>/NaSCN).

*Khamooshi et al. (2013) [33]* ont présenté un aperçu détaillé sur les couples binaires utilisés dans la technologie des climatiseurs à absorption. Les auteurs se sont focalisés sur les liquides ioniques en tant que fluides de travail pour les cycles à absorption. Les mélanges de travail contenant de l'eau représentent une bonne alternative au vu de la chaleur spécifique de ce dernier comparée aux autres fluides. Par contre, il faut prendre en considération les problèmes de corrosion et de cristallisation en choisissant un mélange de travail.

*Sun et al. (2012) [34]* ont présenté un aperçu sur les fluides de travail utilisés dans les cycles de climatisation par absorption, les pompes à chaleur ainsi que les transformateurs à absorption (Absorption Transformers). Les auteurs confirment la présence de l'eau dans la majorité des couples binaires utilisés dans les trois types de système. Des additifs peuvent être ajoutés pour créer de nouveaux couples avec des caractéristiques plus souples permettant l'entraînement des cycles par l'énergie thermique solaire, géothermale ou issue de rejets industriels.

La solution LiBr-Eau est choisie pour être utilisée pour différentes applications malgré les limitations qu'on citera dans ce chapitre.

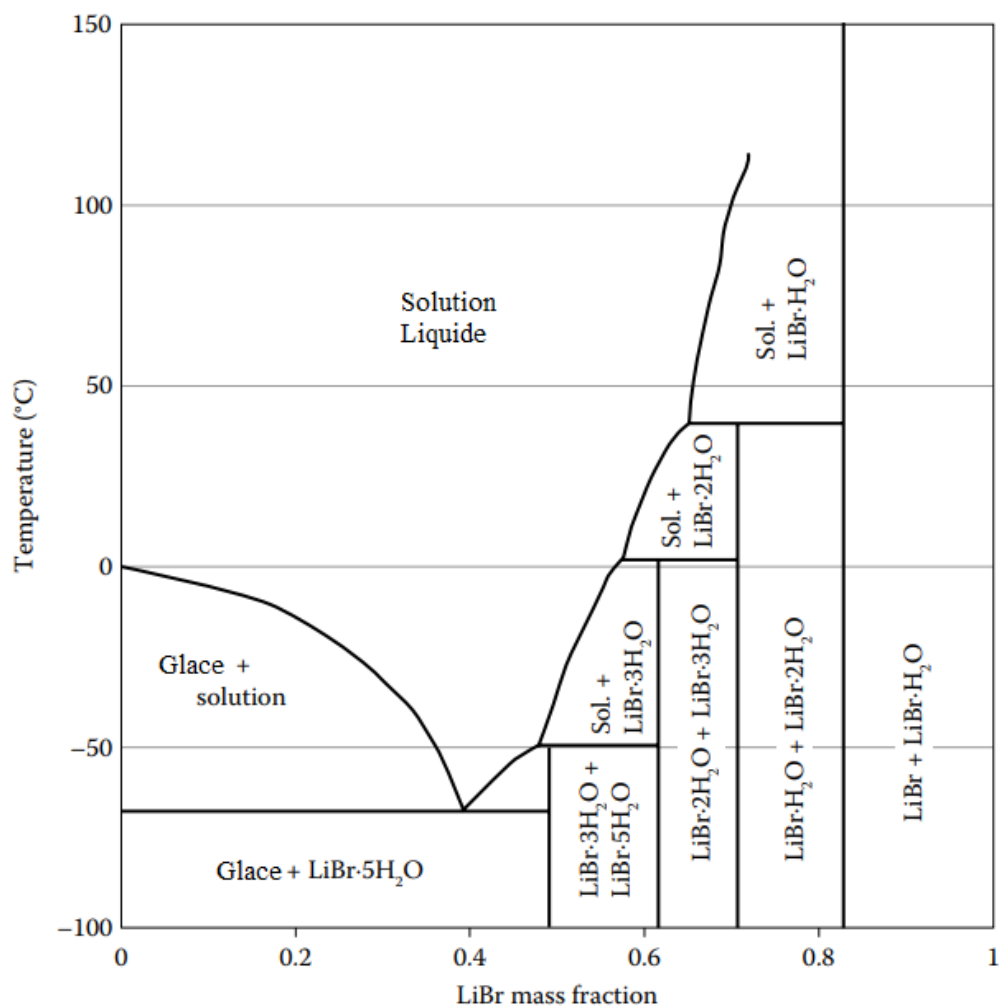
#### 1.3.4. Problème de cristallisation

La nature des solutions salines, telles que LiBr aqueux, est que le composant sel précipite lorsque la fraction massique du sel dépasse la limite de solubilité. La limite de solubilité dépend fortement de la fraction massique et de la température, et plus faiblement de la pression.

Le phénomène de précipitation du sel à partir d'une solution aqueuse peut être facilement observé en préparant une solution de 0,7% de fraction massique LiBr. La précipitation des cristaux de LiBr peut être observée en mélangeant la solution à 100 ° C puis en la refroidissant à température ambiante. À 100 ° C, la solution consiste en un liquide monophasique. Comme la solution est lentement refroidie, on peut voir des flocons blancs vaporeux qui semblent être légèrement plus denses que le liquide [27].

Le précipité solide a tendance à s'accrocher aux composants de la tuyauterie et, si les conditions sont réunies pour persister, le précipité peut obstruer complètement le système qui coule et arrête le flux.

Dans le cas de LiBr, le précipité observé est une phase solide hydratée. Le diagramme de phase du LiBr aqueux est représenté sur la figure.1.7. Ce diagramme de phase est un graphique de la température en fonction de la fraction massique et montre les différentes limites de phase présentes dans le système.



**Figure.1.7** : Diagramme de phase du Lithium de Bromure (LiBr) [27].

Il convient de mentionner que le diagramme a été construit sur la base des données prises à la pression atmosphérique. Cependant, comme la pression n'a qu'un faible effet sur la plage de pression d'intérêt, ces données sont directement applicables.

### 1.3.5. Problèmes de corrosion et choix des matériaux

En présence d'oxygène dissous, le LiBr aqueux est très agressif pour de nombreux métaux, y compris l'acier au carbone et le cuivre. Cependant, dans l'environnement hermétique à l'intérieur d'une machine à absorption bien conçue et soigneusement contrôlée, très peu d'oxygène est présent et les vitesses de corrosion sont beaucoup plus lentes.

Pour la plage de température d'un système à simple effet, l'acier au carbone et le cuivre sont les matériaux de construction préférés. Au cours de la vie prolongée d'une machine, une corrosion importante peut encore se produire, et il faut veiller à minimiser les effets. Les principales mesures disponibles sont : le contrôle du pH et les inhibiteurs de corrosion [27].

### 1.3.6. Le maintien du vide

Les pressions typiques dans une machine à absorption LiBr à simple effet sont sous-atmosphériques. Les pressions sont déterminées par les caractéristiques de pression de vapeur des fluides de travail. Comme l'eau essentiellement pure existe dans le condenseur et l'évaporateur, la température de fonctionnement de ces composants définit la pression. Pour une température d'évaporateur de 5 °C, la pression de vapeur correspondante de l'eau est de 0,872 kPa ou environ 0,009 atm [27], par conséquent, cette basse pression présente un sérieux déficit pour le concepteur.

#### 1.4. Application aux zones climatiques de l'Algérie

Les performances thermiques des cycles frigorifiques sont influencées essentiellement par la température ambiante (extérieur). Cela dit, il est très important de considérer les conditions météorologiques des différentes zones climatiques avant toute installation physique de dispositifs de climatisation.

Des études récentes ont discuté la faisabilité des systèmes de climatisation solaires par absorption dans différentes conditions climatiques. On peut citer les travaux de *Li et al.* [35] qui ont présenté une étude expérimentale d'un système de climatisation par absorption utilisant le couple Eau-LiBr d'une puissance frigorifique de 23 kW dans les conditions climatiques de Kunming, en Chine. Le système a été alimenté par 56 m<sup>2</sup> de capteurs paraboliques et a été construit pour assurer l'alimentation en air conditionné d'une salle de réunion de 102 m<sup>2</sup>. Pour une journée ensoleillée typique, le coefficient de performance du refroidisseur variait de 0,18 à 0,6 avec une fraction solaire comprise entre 0,33 et 0,41.

*Darkwa et al.* [36] ont rapporté l'analyse de performance d'un refroidisseur à absorption à couple Eau-LiBr d'une puissance de 55 kW alimenté par 220 m<sup>2</sup> de capteurs solaires à tubes sous vide et un volume de stockage de 16 m<sup>3</sup> dans un environnement subtropical en Chine. Les résultats ont été présentés pour une journée type du mois d'août 2011, avec un coefficient de performance de 0,69 à des températures de générateur allant de 91 à 96 °C et pour une température ambiante de 36 ° C. Le refroidisseur a fourni 82% de sa capacité de climatisation nominale.

*Sarabia et al.* [37] ont étudié un système de climatisation par absorption utilisant le couple Eau-LiBr alimenté directement par 8 m<sup>2</sup> de capteurs solaires sans stockage de chaleur, le système a été étudié pour les cinq zones climatiques d'Espagne. Les auteurs ont signalé qu'une diminution significative de la capacité de refroidissement jusqu'à 60% a été obtenue lors d'une insuffisance d'éclairement solaire. Cette forte diminution de la capacité de refroidissement pourrait être évitée en augmentant la surface des capteurs solaires ou par l'adoption d'un système de stockage.

*Balghouthi et al.* [38] ont présenté une étude de faisabilité d'un système de climatisation à absorption simple effet Eau-LiBr d'une puissance frigorifique de 11 kW dans les conditions climatiques de Tunis. La machine est alimentée par 30 m<sup>2</sup>

de capteurs solaires plans intégrés dans un réservoir de stockage d'eau chaude de 0,8 m<sup>3</sup>. Dans les conditions climatiques de Tunis, une capacité de refroidissement allant de 7 à 150% de la capacité nominale a été obtenue lorsque la température de l'eau chaude variait entre 54 et 110 ° C. Les auteurs ont conclu que le système de climatisation par absorption convenait au climat de Tunis.

*Lizarte et al.* [39] ont étudié les performances d'un système de climatisation solaire composé d'une machine à absorption simple effet (couple Eau-LiBr) d'une puissance frigorifique de 4,5 kW alimentée par 42 m<sup>2</sup> de capteurs solaires sous vide et d'un réservoir de stockage d'eau chaude de 1,3 m<sup>3</sup>. Le système de climatisation solaire a été testé pendant une période de 10 jours dans les conditions climatiques de Madrid, en Espagne. Pour la journée la plus chaude, où la température de l'air ambiant était de 37,7 °C, la capacité de refroidissement atteignait 102% de la valeur nominale avec de l'eau chaude à 106 ° C et de l'eau glacée à 14,3 °C. Les auteurs estiment une surface solaire de 9 m<sup>2</sup> / kW<sub>froid</sub>, cette valeur est supérieure à celle suggérée dans la littérature [40] [41].

*Agrouaz et al.* [42] ont présenté une étude théorique d'un système de climatisation solaire par absorption de 10 kW de puissance, sous six différentes régions climatiques du Maroc. Pendant les mois de pointe, l'exploitation sous le climat d'Errachidia a montré les meilleures performances avec une fraction solaire de 45% et une COP de 0,3.

*Vinas et al.* [43] ont étudié les performances d'un climatiseur du type Yazaki fonctionnant par le couple Eau-LiBr de 35 kW de puissance et alimenté par GPL (gaz de pétrole liquéfié) et par 220 m<sup>2</sup> de capteurs solaires sous vide dans deux zones côtières du Mexique, à savoir, Campeche et Acapulco. La température maximale de l'air ambiant considérée pour ces deux villes était de 39,4 °C et 33,7°C, respectivement. Le système de climatisation solaire a été étudié pour fournir de l'air conditionné à huit habitations en maintenant les conditions de confort thermiques (24 à 28°C), la chaleur maximale extraite des habitations était respectivement de 3,21 10<sup>6</sup> kJ/mois et 3,36 10<sup>6</sup> kJ/mois dans les conditions climatiques de Campeche et d'Acapulco, respectivement.

*Bahria et al.* [44] ont présenté une étude paramétrique d'un système de chauffage et de climatisation solaire thermique dans trois régions algériennes



différentes (Alger, Djelfa et Tamanrasset). Deux types de bâtiments ont été considérés: une construction classique avec une valeur du coefficient d'échange global U de 1,25 W / m<sup>2</sup>K avec des fenêtres simple vitrage, et un bâtiment à haute performance énergétique avec une valeur de U de 0,35 W / m<sup>2</sup>K avec des fenêtres double vitrage. Les résultats ont montré une diminution significative de la charge du bâtiment dans le cas du bâtiment à haute performance énergétique par rapport au bâtiment classique; les taux de réduction étaient d'environ 12%, 44% et 22% pour Alger, Djelfa et Tamanrasset, respectivement.

#### 1.4.1 Diversité climatique de l'Algérie

La superficie d'Algérie s'étend sur **2 381 741** km<sup>2</sup>, comprise entre 18° et 38° de latitude nord et une longitude de 9° ouest et 12° est.

A cette vaste surface territoriale on distingue une diversité de zones climatiques qu'on peut classer en trois grandes catégories [48]:

1. Le Tell : Climat tempéré humide de type méditerranéen.
2. Les Hauts Plaines : Climat du type continental.
3. Le Sahara : Climat aride et sec.

Plusieurs classifications des zones climatiques en Algérie ont été proposées :

##### 1.4.1.1 Classification du CSTB 1962

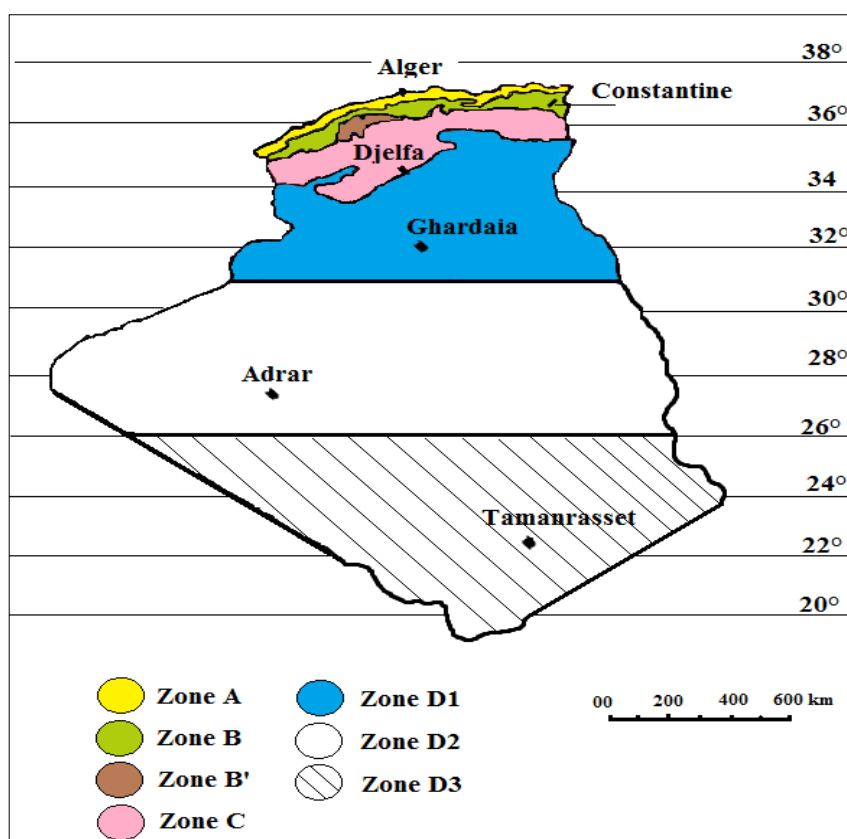
La première classification a été établie par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment CSTB dans un rapport publié par J. C. Borel en 1962 [45] [46]. Dans cette classification on distingue six zones climatiques A, B, C, D1, D2 et D3 avec une sous-zone B' comprise dans la vallée de Chlef [47], voir figure.1.8 :

- ✓ La zone A: Elle comprend le littoral et une partie du versant Nord des chaînes côtières (climat méditerranéen maritime).
- ✓ La zone B: Elle comprend la plaine et les vallées comprises entre les chaînes côtières et l'Atlas Tellien, autre que celle de Chlef (climat méditerranéen continental).
- ✓ La zone B': C'est une sous-zone de la zone B. Elle comprend la vallée de Chlef, comprise entre la chaîne de l'Ouarsenis et les montagnes du Dahra et des Braz.

- ✓ La zone C: Elle comprend les hauts plateaux entre l'Atlas Tellien et l'Atlas Saharien, avec des altitudes supérieures à 500 m (climat méditerranéen de montagne).
- ✓ La zone D1: Elle comprend le Sahara au-delà de l'Atlas Saharien jusqu'à la latitude 31°.
- ✓ La zone D2 : Elle comprend le Sahara au-delà de la latitude 31° jusqu'à la latitude 26°.
- ✓ La zone D3 : Elle comprend le Sahara au-delà de la latitude 26° jusqu'aux frontières Sud.

Dans ces zones on distingue les sites d'altitude inférieure à 500 mètres, les sites compris entre 500 et 1000 m et ceux au-dessus de 1000 m, voir Table.1.1

Cette classification précise que le mois le plus chaud au voisinage de la mer est le mois d'Août, tandis que pour les régions continentales c'est souvent le mois de juillet. La durée de la saison estivale est presque le même sur tout le territoire Algérien et s'étend sur trois mois et demi (Juin, Juillet, Aout et Septembre).



**Figure.1.8 :** Zones climatiques Algériennes, période estivale, classification CSTB 1962 [45].

**Table.1.1** : Tableau récapitulatif des données climatiques par zone (classification Borel 1962)

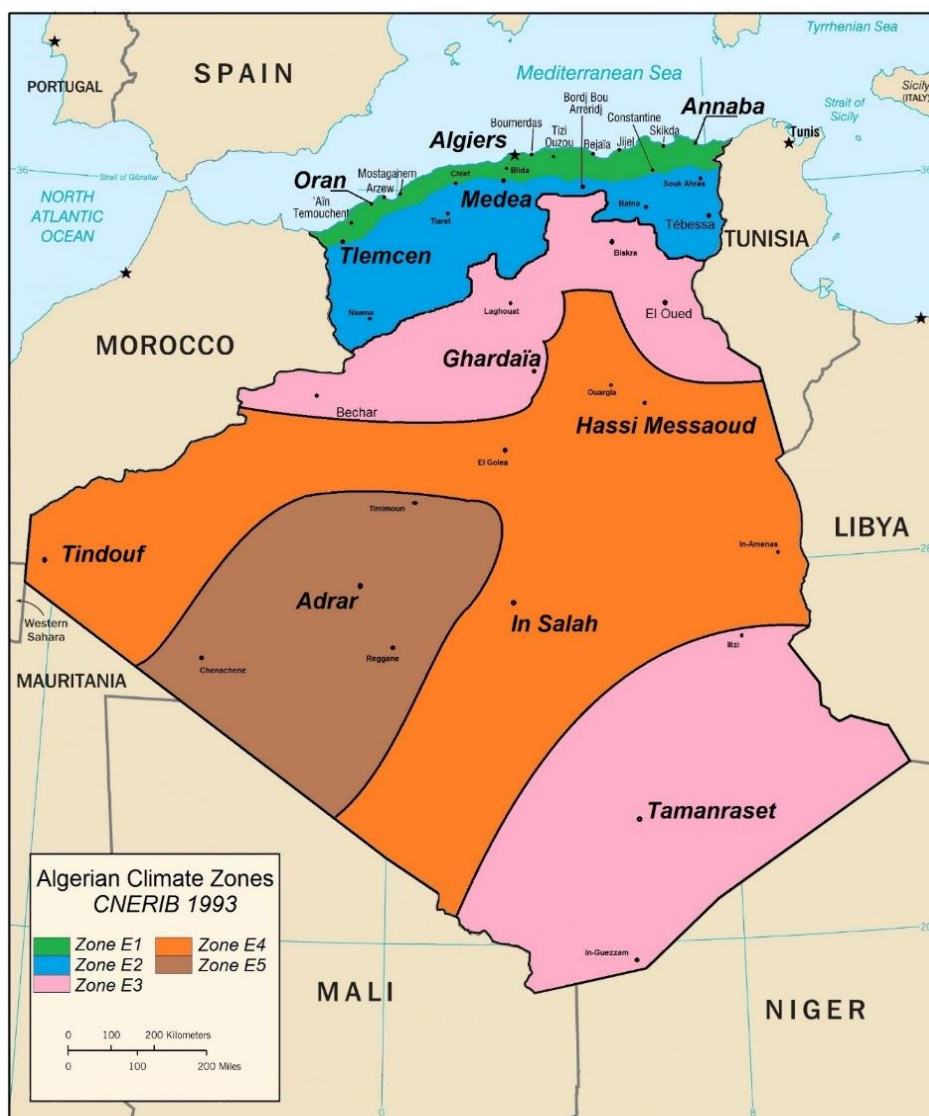
Caractéristiques Climatiques Moyennes par Zone	Caractéristiques climatiques du mois le plus chaud :								
	Juillet								
	$T_{moy}$	$T_{max\ moy}$	$T_{min\ moy}$	$T_{min\ ab}$	$T_{max\ ab}$	Ecart diurne	V Variabil.	$T_{eff\ max\ moy}$	$T_{exterieur\ Sèche\ de\ Base.}$
<b>ZONE A</b>									
<500 m	25,5	30	21	18	37	9	7	26	34
500-1000 m	25	30	20	15	37	10	7	25,5	33,5
> 1000 m	22,5	27	18	12	34	9	7	24	30,5
<b>ZONE B</b>									
<500 m	26,5	34	19	15	41,5	15	7,5	27,5	38
500-100 m	26,5	34	10	15	40	15	6	27	37
>1000 m	25	32	18	12	38	14	6	26	35
<b>ZONE B'</b>									
<500 m (Toute)	29	38	20	15	44,5	18	6,5	29	41
<b>ZONE C</b>									
500-1000 m	27	37	17	13	42	20	5	27,5	39,5
>1000 m	/	/	/	/	/	/	/	/	/
<b>ZONE D1</b>									
<500 m	29,5	35,5	20	11	45	15,5	9,5	29	40,5
500-1000 m	27	32	18	9	41,5	14	9,5	27	36
<b>ZONE D2</b>									
<500 m	31	39	23	18	44	16	5	28	41,5
500-1000 m	28	34,5	19,5	14,5	39,5	20	5	26	37
<b>ZONE D3</b>									
<500 m	33,5	41	26	22	45	15	4	28,5	43
500-1000 m	31	36,5	22,5	18,5	40,5	14	4	26,5	38,5
>1000 m	28	35	21,5	17,5	37	13,5	2	26	36

#### 1.4.1.2. Classification du CNERIB 1993

Une deuxième classification est établie par le Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment CNERIB en 1993 [48] et qui prend compte des données météorologiques plus étendues (10 années en continue 1974-1984) et plus précises en comparaison avec la première classification, voir Table.1.2.

La détermination des différentes zones climatiques se fait sur la base du calcul des degrés jours (Différence entre la température extérieur moyenne et la température intérieur de base de confort). Les zones climatiques hivernales sont déterminées sur la base d'une température de base de 16°C, cependant, la température de base d'été a été prise à 25°C.

Pour la saison hivernale (Chauffage), trois zones climatiques sont proposées par la présente classification H1, H2 et H3, tandis que pour la saison estivale on distingue 5 zones climatiques E1, E2, E3, E4 et E5 (voir figure.1.9).



**Figure.1.9** : Zones climatiques d'été pour l'Algérie, classification CNERIB 1993 [48].

**Table.1.2** : Tableau récapitulatif des données climatiques par zone (Données ONM période 1974-1984) [48].

Données Climatiques Moyennes  ONM	Juillet : Mois le plus Chaud								ETE				
	Température			Humidité relative			Degrés-jours Chauds		Irradiation ASA Global [Wh/m <sup>2</sup> ]				Vent Dominant
	[°C]			[%]			Base 25 °C		Vertical		Horiz		
	moy	min	max	moy	min	max	Juil	Annuel	Sud	S/E ou S/O	Est ou Ouest	-	Vitesse [m/s]
<b>E1</b>	24,2	18,4	<b>30,6</b>	68,7	40,8	91,2	39	95	2312	3362	3857	<b>6936</b>	<b>Nord-Est 3,4 m/s</b>
<b>E2</b>	24,9	14,7	<b>34,5</b>	54,4	27,0	83,8	70	171	2548	3773	4408	<b>7494</b>	Nord 2,6 m/s
<b>E3</b>	32,5	24,5	<b>40,4</b>	-	16,9	55,8	95	394	2634	3723	4296	<b>6924</b>	Est 4,8 m/s
<b>E4</b>	33,4	24,,3	<b>42,0</b>	24,1	10,8	42,5	171	621	2072	3523	4439	<b>7516</b>	Nord-Ouest 4,5 m/s
<b>E5</b>	36,5	26,8	<b>44,9</b>	12,7	9,1	20,5	210	880	2374	3953	4940	<b>8108</b>	Est 5,3 m/s

#### 1.4.1.3. Classification du CNERIB 1997

Après sa dernière classification publiée en 1993, le CNERIB publie un nouveau Document Technique Règlementaire (DTR C3-2, 1997) relatif au règlementation thermique des bâtiments d'habitation [49], ce document fait l'objet d'une mise-à-jour des normes de calculs des déperditions thermiques relatives au bâtiments sous les différents zones climatiques Algériennes. La nouvelle classification de ces zones climatiques est comme suite, voir figure.1.10 :

- ✓ La zone A comprend le rivage de la mer et parfois le versant Nord des chaînes côtières.
- ✓ La zone B comprend la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien ; au sein de cette zone, on distingue une sous-zone B' qui comprend la vallée du Chélif.
- ✓ La zone C comprend les Hauts-Plateaux compris entre l'atlas tellien et l'atlas Saharien.
- ✓ La zone D comprend le Sahara, au sein de laquelle on distingue une sous-zone D'

La liste des communes appartenant à chaque zone climatique est fournie par le CNERIB dans son document DTR C3-2 (selon le découpage administratif du mois d'Avril 1998) [49].

#### 1.4.1.4. Classification du CNERIB 2011

Une nouvelle mise-à-jour de la classification des zones climatiques en Algérie est publiée dans le nouveau document règlementaire du CNERIB (DTR C3-T, 2011), voir figure.1.11, ce dernier précise l'existence de six zones climatiques et trois sous-zones en Algérie qui sont limitées comme suite :

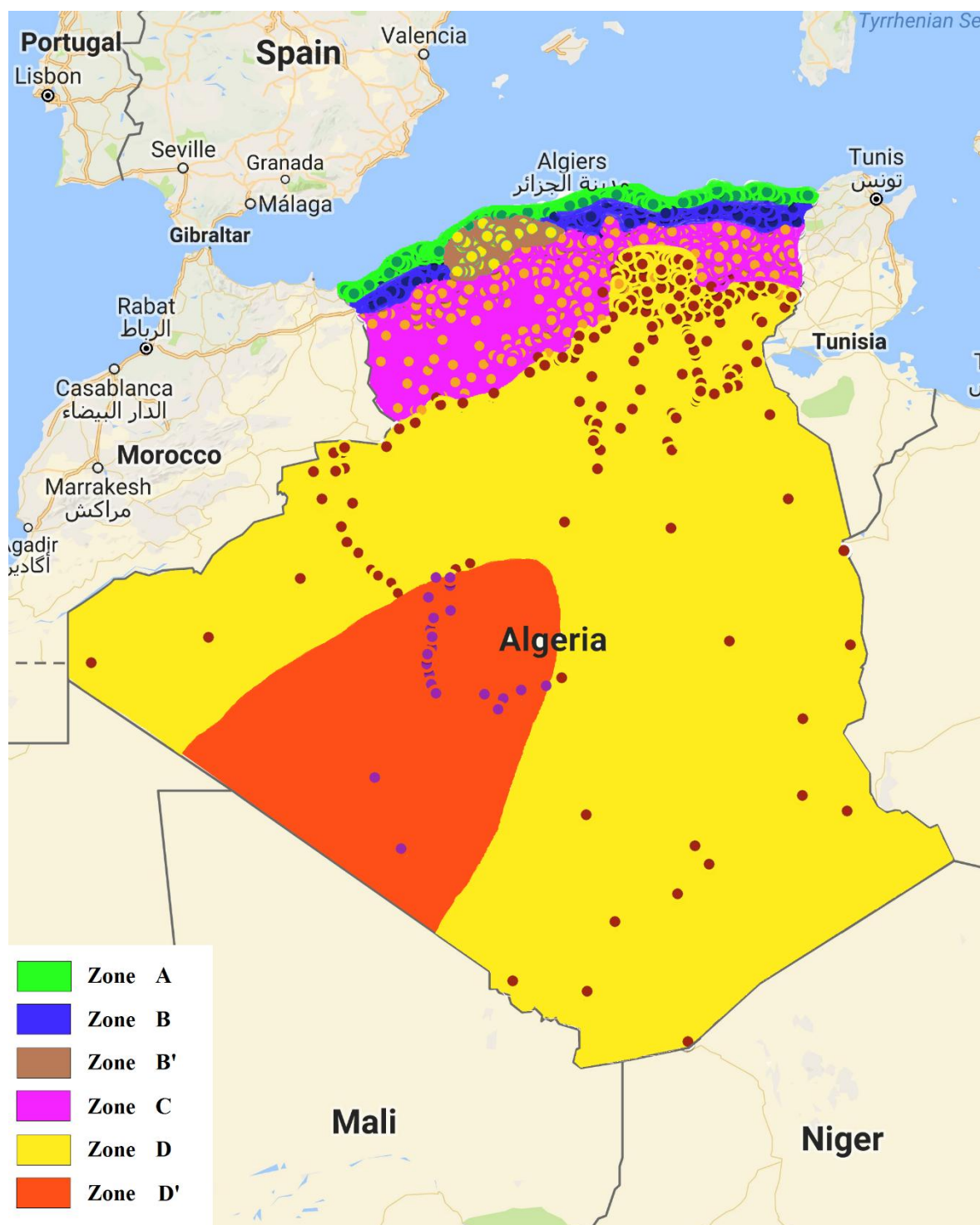
- ✓ La zone climatique A comprend le rivage de la mer au nord et les plaines côtières au sud.
- ✓ La zone climatique B comprend la partie nord des hautes plaines de l'intérieur, on distingue deux sous zones, la première B<sub>1</sub> qui comprend la vallée du Chlef, la deuxième B<sub>2</sub> qui comprend la vallée du Guelma.
- ✓ La zone climatique C comprend les hautes plaines de l'intérieur.

- ✓ La zone climatique D comprend les différentes régions du nord Saoura chott el Hodna.
- ✓ La zone climatique E Comprend le nord, l'est et le sud-ouest ainsi l'extrême sud du Sahara, on distingue une sous zones E1 qui comprend le Hoggar et le Tassili.
- ✓ La zone climatique F comprend la région de Tanezrouft.

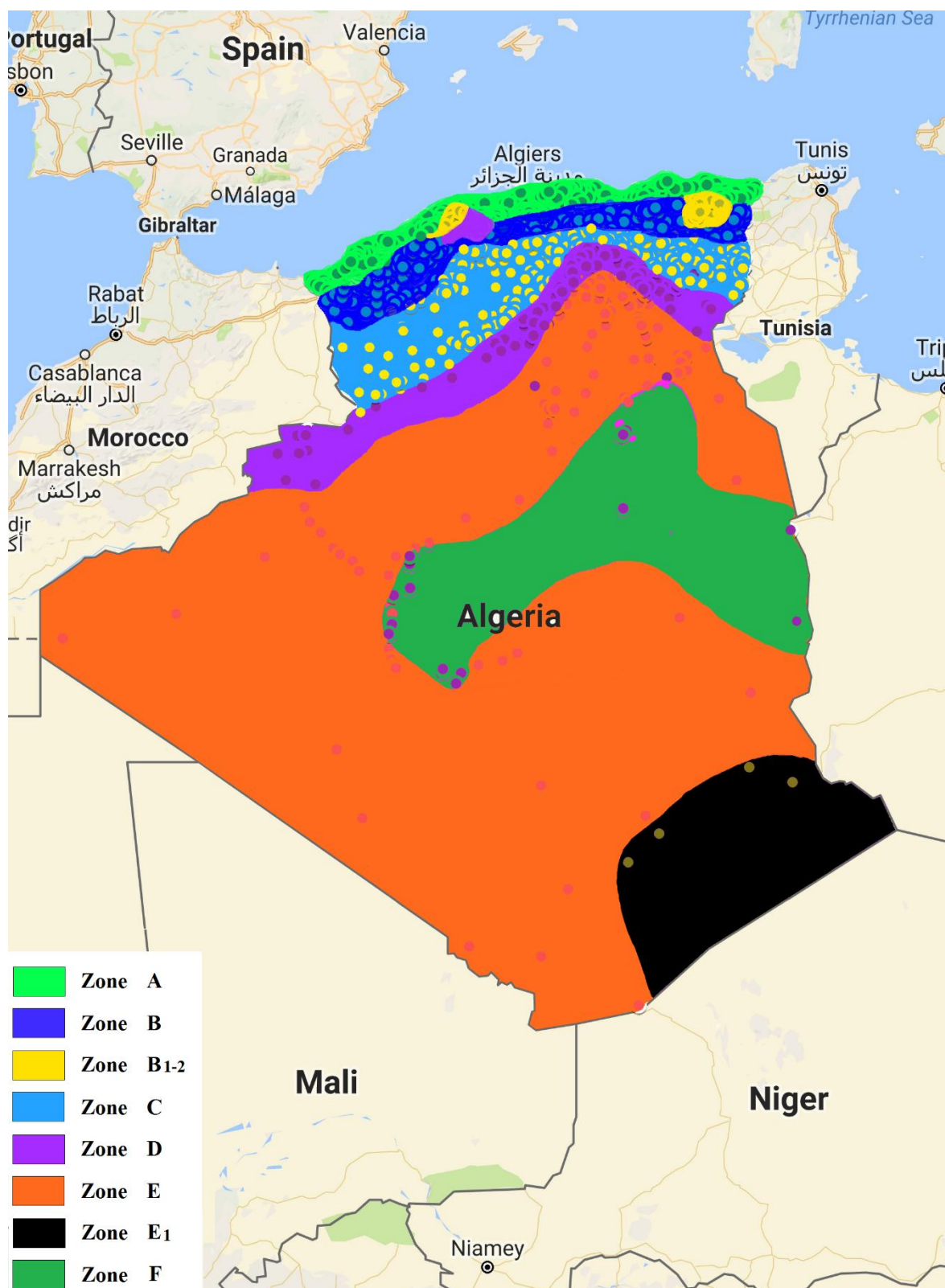
Des données climatiques des 58 stations météorologiques Algériennes sont fournies par le CNERIB dans son document, ces données sont reportées en Annexe D.

On trouve la liste de tous les communes de l'Algérie avec leurs zones climatiques respectives dans le document publié par le CNERIB DTR C3-T (Le découpage administratif est celui en vigueur en mars 2007) **[50]**.





**Figure.1.10 :** Les zones climatiques en Algérie selon la classification du CNERIB (Zonage Avril 1997) [49].

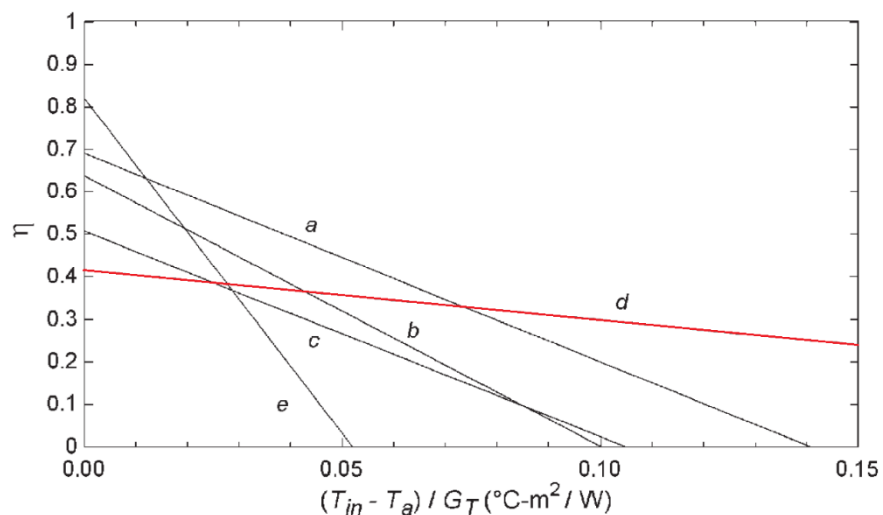


**Figure.1.11** : Les zones climatiques en Algérie selon la classification du CNERIB (Zonage Mars 2011) [50].

### 1.5 Les capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc

Les capteurs solaires thermiques sont choisis essentiellement en fonction de leur gamme de température de fonctionnement. La figure.1.12 présente les performances de différents types de capteurs solaires thermique en fonction des conditions météorologiques externes. On observe clairement que le rendement optique des capteurs solaire à tubes sous vide est le plus faible, mais ce dernier peut atteindre des températures de sorties beaucoup plus importantes qu'un capteur solaire plan.

Ce qui est intéressant à noter c'est que les capteurs solaires à tubes sous vide maintiennent un rendement quasi-constant malgré des conditions extrêmes de température et d'éclairement, cette caractéristique leur permet de mieux se comporter sous des conditions météorologiques nuageuses, pluvieuses et venteuses (Duffie et Beckman, 2013 [91]).



**Figure.1.12** : Caractéristiques de cinq capteurs solaires : (a) capteur solaire à eau avec couche sélective, (b) capteur solaire à eau avec peinture noire ordinaire, (c) capteur solaire à air, (d) capteur solaire à tubes sous vide, (e) capteur solaire à eau sans vitrage (Duffie et Beckmann [91]).

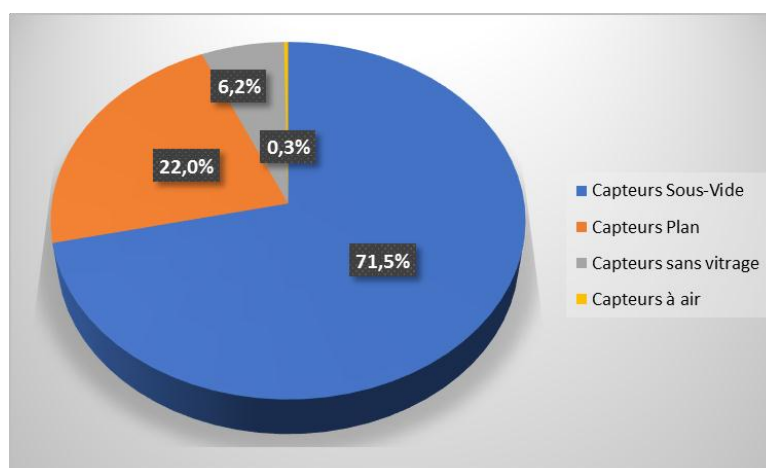
Cela dit, les capteurs solaires thermiques à tubes sous vide et échangeur caloduc sont considérés dans ce travail vu la température de fonctionnement du générateur d'un système à absorption à simple effet, à savoir, de 90 à 120 °C. Plusieurs études ont présenté la faisabilité d'utiliser les capteurs solaires à tubes

sous vide et échangeurs caloduc dans la climatisation, on cite les réalisations expérimentales de *Albers* [51] *Bujedo et al.* [52] *Lizarte et al.* [39], ainsi que les travaux de simulation sur les systèmes de climatisation solaires par machines à absorption publiés par *Buonomano et al* [24], *Darkwa et al.* [36] *Vinas et al.* [43] *Shirazi et al* [53 et 54]. *Agyenim* [55 et 56], *Han et al* [57], *Reda et al* [58].

### 1.5.1 Marché mondial des capteurs solaires

Alors que la technologie des tubes sous vide surpasse nettement les panneaux solaires plans pour presque toutes les applications de chauffage de l'eau, les avantages sont vraiment attirants lorsque ce type de capteur est utilisé pour la climatisation solaire, le chauffage ou les procédés commerciaux.

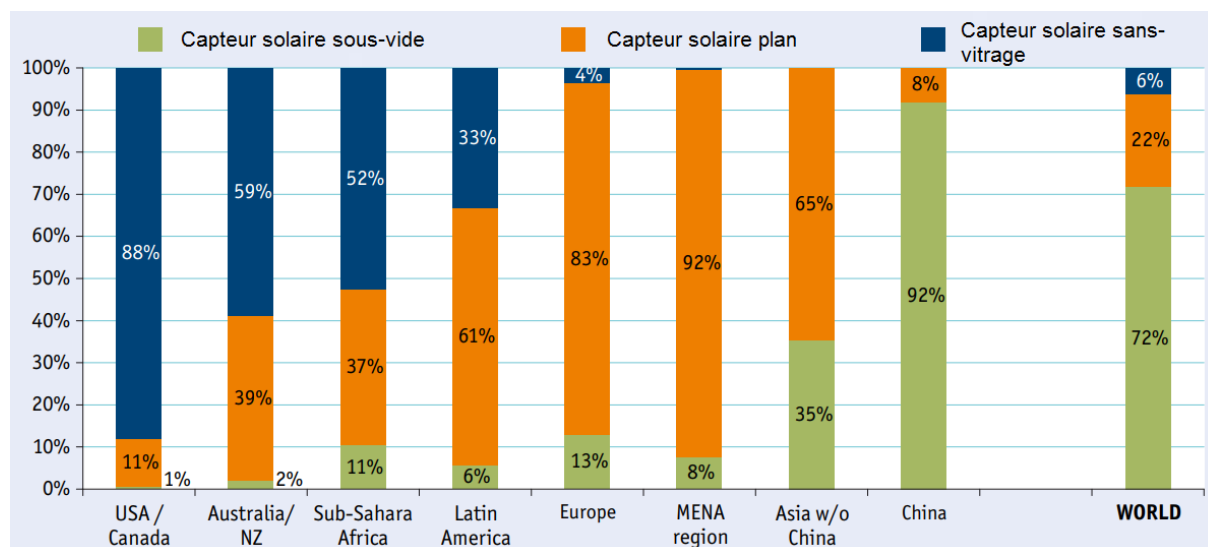
Selon le rapport réalisé par l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) en 2017 [59], la part mondiale globale des capteurs solaires à tubes sous vide est de 71,5%, ce qui la rend la technologie prédominante des capteurs solaires thermiques installés dans le monde, suivis par les capteurs thermiques plans à eau avec 22,0% et les capteurs solaires à eau non vitrés avec 6,2%. Les capteurs à air ne jouent qu'un rôle mineur, leur taux total ne dépasse pas 1,0 %, Voir Figure.1.13



**Figure.1.13** : Répartition de la capacité totale installée en fonctionnement par type de capteur en 2015 dans le monde.

La figure.1.14 présente la capacité d'installation des capteurs solaires thermiques plans, sans vitrage et à tubes sous vide dans le monde. On constate que dans toutes les régions économiques, à l'exception de la Chine (domination des

capteurs à tubes sous vide) et de l'Amérique du Nord (domination des capteurs à eau sans vitrage), les capteurs solaires plans sont prédominants [59], Voir figure.1.14.

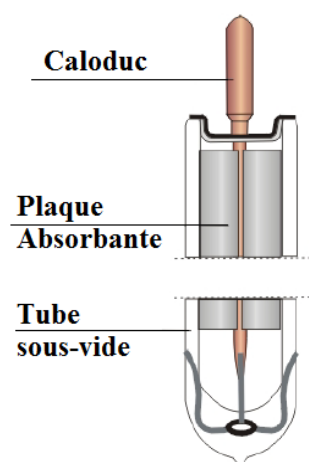


**Figure.1.14** : Répartition par type de capteur solaire thermique pour la capacité totale de capteurs d'eau installés en exploitation à la fin de 2015 [59].

### 1.5.2 Composants d'un capteur solaires à caloduc

Un capteur solaire à tubes sous vide et échangeur caloduc est constitué d'un ensemble de tubes en verre scellés sous vide. Chaque tube est composé d'une enveloppe en verre externe, une plaque absorbante et d'un caloduc contenant un fluide de transfert thermique.

L'enveloppe est composée de deux tubes en verre qui sont joints à l'extrémité du collecteur en créant une couche de vide autour de l'absorbeur central et du caloduc, voir figure.1.15. Le rayonnement solaire est absorbé par la plaque absorbante vers le tuyau de cuivre à l'intérieur de l'enveloppe en verre et chauffe ainsi le liquide interne jusqu'au point d'ébullition. Le phénomène du vide entre les tubes en verre permet de réduire les pertes thermiques vers l'extérieur.



**Figure.1.15** : Tube sous-vide à caloduc

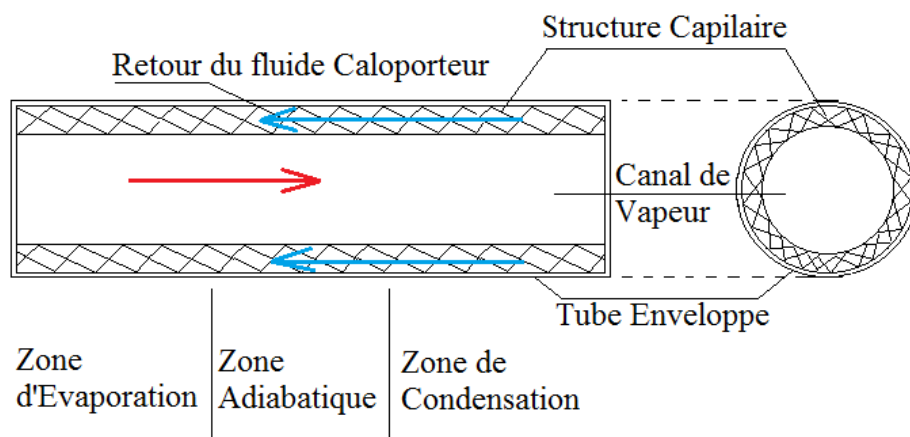
### 1.5.3 Principe du caloduc

Le principe de caloduc fut breveté en 1942. Il repose sur l'invention de *J.Perkins* au 19<sup>e</sup> siècle appelée « Tube de Perkins », c'est une sorte de bouilleur en circuit fermé. Le caloduc est ensuite oublié jusqu'au début des années 60 où il est redécouvert pour les besoins de la technologie spatiale. Il porte aussi le nom du Tube de Chaleur ou *Heat Pipe* [60].

Depuis, de nombreux travaux ont été publiés sur les capteurs solaires thermiques à technologie de caloduc. On cite les derniers travaux publiés par *Merzouk* 1986, 2004 et 2014 [61, 62 et 63] qui a étudié les performances des capteurs solaires à tubes sous vide en régime stationnaire et transitoire. Une étude entropique en fonction de deux types de fluide caloporteur et pour les deux régimes de travail est ainsi présentée et les résultats de simulations ont été validés par l'expérimental.

Il existe aussi beaucoup d'autres travaux [64 à 73]. Des cours bien détaillés sur le principe du caloduc et les thermosiphons sont aussi publiés par *Bricard et al* [60], *Bonjour et al* [74, 75 et 76], *Avenas et al* [77].

La figure.1.16 représente une coupe longitudinale et une section de caloduc (ou *Heat pipe*).



**Figure.1.16** : Schéma de principe d'un caloduc.

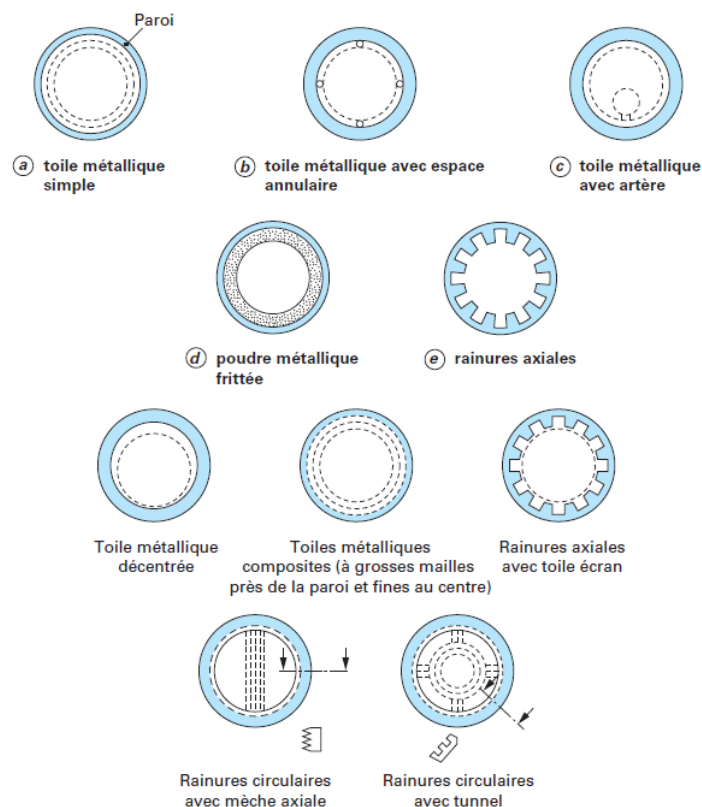
Son principe de fonctionnement repose sur celui d'un échangeur utilisant le changement de phase comme mode de transfert, on peut distinguer trois zones :

- La zone d'évaporation ;
- La zone de condensation ;
- La zone adiabatique.

Le flux reçu au niveau de la zone d'évaporation chauffe puis fait évaporer tout ou partie du fluide. La vapeur s'écoule le long de la partie centrale du tube nommé *conduite de vapeur*, traverse la zone dite *adiabatique* et arrive dans la zone de *condensation*, où un fluide extérieur de refroidissement récupère les calories véhiculées par le caloporteur, provoquant sa condensation.

Le retour du fluide caloporteur vers la zone d'évaporation se fait par capillarité, avec l'aide (ou malgré) des forces de gravité, selon les positions respectives de l'évaporateur et du condenseur, grâce à une structure capillaire plaquée contre la paroi interne du tube enveloppe [60].

Ce réseau capillaire peut revêtir différentes formes (fritté, couches de tissus ou tapis de films métalliques, rainures axiales ou circonférentielles, etc.) voir figure.1.17



**Figure.1.17** : Différentes configurations de réseaux capillaires [60].

Le principe du caloduc repose sur deux principaux phénomènes physiques :

- L'effet « thermosiphon »
- L'effet « de la capillarité »

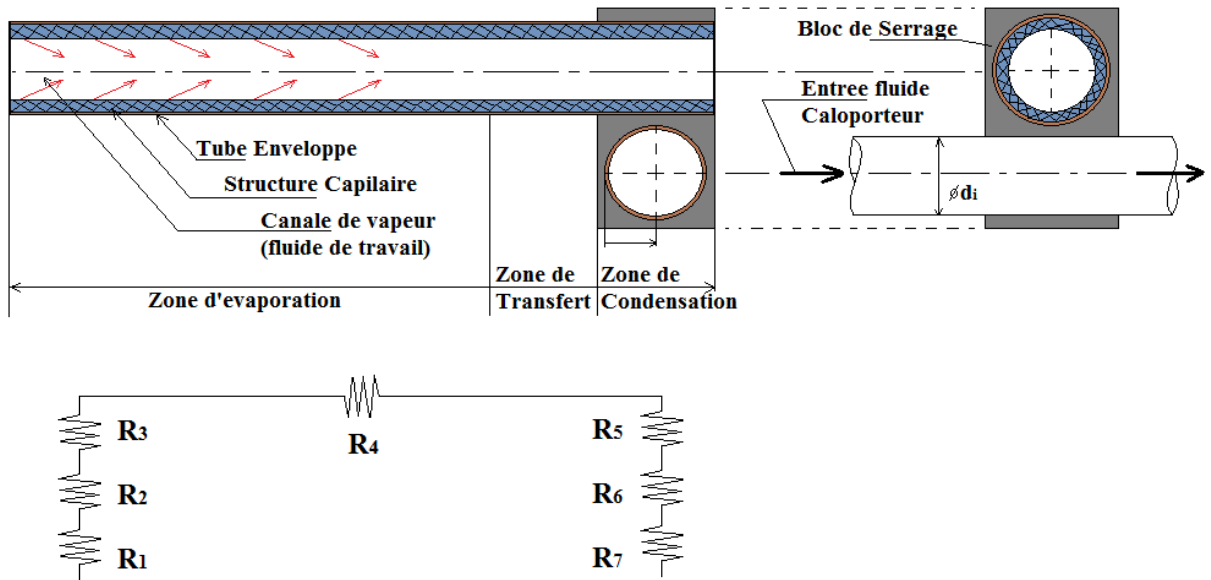
Dans certains cas, cet effet capillaire, véritable moteur du caloduc, peut être aidé, voire remplacé, par la gravité lorsque le condenseur est au-dessus de l'évaporateur. On distingue alors le caloduc du thermosiphon caractérisé par l'absence de capillaire ou sa présence, par exemple un rainurage, il n'a pour rôle que d'améliorer les performances locales (coefficient d'échange, homogénéisation du film de condensat). Ainsi, dans un caloduc ou un thermosiphon diphasique, le transfert de chaleur se fait d'une manière continue par transformation de l'énergie reçue en enthalpie de changement d'état (*chaleur latente*). Celle-ci est alors transmise par un transfert de masse (la vapeur et le liquide se déplaçant dans un caloduc).

#### 1.5.4 Echanges thermiques agissants sur les caloducs

On distingue différents échanges thermiques au niveau d'un caloduc, tous de natures différentes **[60] [63]**:

- Echanges par conduction au niveau des parois, soit dans la partie de condensation ou d'évaporation.
- Echanges par conduction au niveau du film capillaire (saturé en liquide).
- Echanges par changement de phase à l'interface liquide-vapeur.
- Echange par convection de la vapeur.





**Figure.1.18** : Coupe longitudinale d'un caloduc et schéma électrique équivalent.

D'après la figure.1.18 des résistances thermiques associées en série sont raccordées à chaque type d'échange, à savoir :

- R1 et R7 : Résistances des parois de l'évaporateur et du condenseur respectivement.
- R2 et R6 : Résistances des capillaires de l'évaporateur et du condenseur respectivement.
- R3 et R5 : Résistances d'interface d'évaporation et de condensation respectivement.
- R4 : Résistance de conduction de vapeur le long du caloduc.

Les résistances R<sub>3</sub> et R<sub>5</sub> sont pratiquement toujours négligeables, ainsi que la résistance R<sub>4</sub> lorsque le caloduc n'est pas proche de la limite sonique (nombre de Mach de la vapeur soit <0,3) [63].

Les résistances R<sub>1</sub> et R<sub>7</sub> sont obtenues des relations classiques du transfert thermique par conduction dans un tube cylindrique, à savoir [60]:

$$R_p = \frac{1}{2\pi k_t l} \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)$$

Avec

$l = l_{evap}$  longueur du condenseur (pour  $R_p = R_1$ )

$l = l_{cond}$  longueur de l'évaporateur (pour  $R_p = R_7$ )

$d_{int}$  et  $d_{ext}$  : Diamètre intérieur et extérieur respectivement.

$k_t$  : Conductivité thermique du tube.

Dans le cas d'un caloduc, les résistances  $R_2$  et  $R_6$  sont obtenues par la même relation en remplaçant la conductivité thermique du tube  $k_t$  par une conductivité équivalente  $\bar{k}$  du capillaire saturé de liquide, et les diamètres  $d_{ext}$  et  $d_{int}$  respectivement par  $d_{int}$  et  $d_v$  [60].

La conductivité équivalente  $\bar{k}$  est intermédiaire entre la conductivité du liquide et celle du matériau constituant le capillaire, et sa valeur exacte dépend de la nature du réseau capillaire, *Bricard et al* [60] proposent la formule :

$$\bar{k} = \frac{k_l k_w}{\varepsilon k_w + k_l(1 - \varepsilon)}$$

Avec  $k_l k_w$  : Conductivités thermiques du liquide et du matériau constituant le capillaire respectivement.

$\varepsilon$  : Porosité du milieu capillaire.

Pour d'autres types de réseaux capillaires, le lecteur peut se référer aux travaux de *Bricard et al* [60] et *Merzouk* [63].

La résistance globale du caloduc est calculée par la somme des résistances  $R_1$  à  $R_7$ . L'écart de température entre la paroi de l'évaporateur et celle du condenseur est exprimée par la relation suivante :

$$\Delta T = \dot{Q} \sum_{i=1}^7 R_i$$

### 1.5.5 Cas d'étude

Dans notre étude, le choix du type de capteur solaire a été fait sur la base des performances thermiques de ce dernier, à savoir, une température de fonctionnement élevée et des coefficients de pertes thermique réduits. Pour cela, le tableau ci-dessous résume les performances thermiques de quelques dispositifs solaires utilisés dans notre simulation :

**Table.1.3** : Caractéristiques thermiques des capteurs solaires à caloduc utilisés dans la simulation

	Marque	Technologie	Surface de l'Absorbeur [m <sup>2</sup> ]	Fr( $\tau\alpha$ )	Fr(UL) [W/m C]
1	SunTask	Caloduc	2,80	0,72	1,66
2	Cube France	Caloduc	2,40	0,85	1,77
3	AuroTherm	Caloduc	2,00	0,64	0,88
4	SunSystem	Caloduc	2,30	0,66	1,50
5	Vitosol 200T	Caloduc	2,90	0,76	1,04
6	Vitosol 300T	Caloduc	2,90	0,82	1,19

### 1.6. Objectif du présent travail

Dans le présent chapitre, les différents travaux réalisés sur le développement des cycles à absorption simple et double effet fonctionnant par le couple de travail Eau-LiBr ont été cités. Malgré les limitations de ce couple binaire, on a choisi de fonder notre étude sur ce type de systèmes vu la réglementation algérienne sur l'utilisation de l'ammoniac comme fluide frigorigène [78].

Pour cette raison, le présent travail est basé sur l'étude de faisabilité d'une installation de climatisation solaire par machine à absorption dans les différentes zones climatiques algériennes déjà citées dans le présent chapitre. Deux machines à absorption simple et double effet ont été choisies pour notre étude ; une machine à absorption simple effet du type Yazaki 17.6 kW<sub>froid</sub> et une machine double effet du type Broad 16 kW<sub>froid</sub>, les deux machines à absorption utilisent le mélange binaire Eau-LiBr comme fluide de travail.

La puissance frigorifique développée par les deux machines à absorption, à savoir, simple et double effet, sous les conditions météorologiques des cinq zones climatiques algériennes (utilisant la classification du CNERIB 1993), est étudiée.

La faisabilité de l'utilisation de l'énergie solaire comme source motrice pour la machine à absorption simple effet a été étudiée et la surface de captation correspondante est calculée pour différentes zones climatiques et pour différents types de capteurs solaires à caloduc.

Les conditions de températures de certaines zones climatiques chaudes font apparaître un nombre d'anomalies dans le fonctionnement de notre système pour lesquelles on propose des méthodes de résolution à la fin de ce travail.

## CHAPITRE 02

### MODELISATION

#### 2.1 INTRODUCTION

Dans le but de déterminer les performances des deux systèmes à absorption choisis, un modèle mathématique des cycles à absorption simple et double effet a été développé dans ce chapitre. Pour chaque point du cycle, les propriétés thermo-physiques de la solution sont estimées et les bilans massiques et énergétiques de chaque composant du cycle sont déterminés.

Plusieurs travaux ont étudié l'influence des paramètres extérieurs et intérieurs sur les performances des machines à absorption (*Al-Ugla et al. [79]*, *Shirazi et al. [80]*). De ce fait, plusieurs modèles mathématiques ont été développés à des fins de modélisation ou de simulation et même d'optimisation des cycles à absorption (*Miao [81]*, *Lansing [82]*, *Reda et al. [83]*, *Shirazi et al. [84]*).

Comme il a été expliqué avant, un système à absorption est composé principalement d'un absorbeur, un générateur, un condenseur et un évaporateur, voir figure.2.1. Un échangeur de chaleur est placé entre l'absorbeur et le générateur, ce qui permet d'améliorer les performances du cycle.

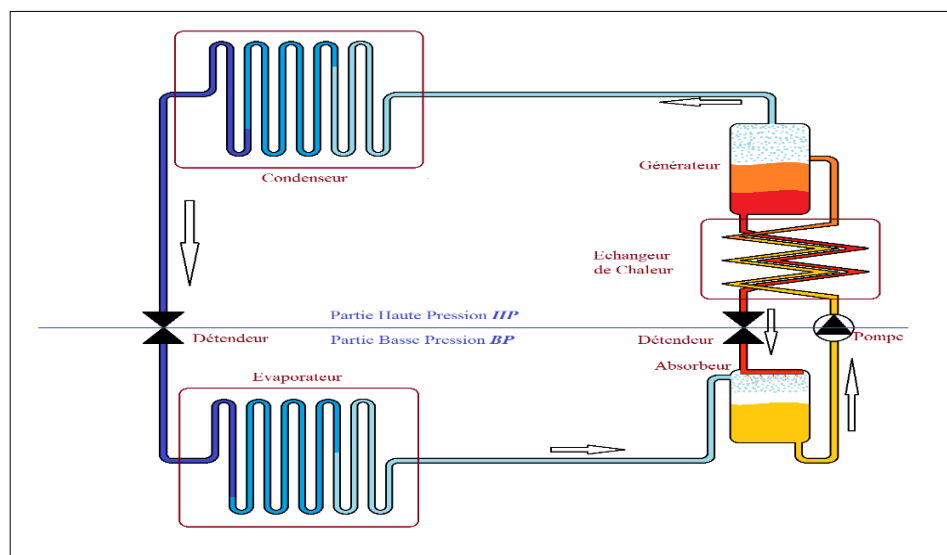


Figure.2.1 : Cycle à absorption Simple Effet.

## 2.2. Propriétés thermo-physiques du mélange Eau-LiBr

Dans les systèmes à absorption Eau-LiBr l'eau est le fluide frigorigène tandis que le Bromure de Lithium « LiBr » est l'absorbant. La disponibilité de l'eau dans la nature ainsi que sa capacité calorifique importante fait de ce dernier un excellent frigorigène naturel. L'eau ne peut en aucun cas atteindre des températures négatives, pour cette raison, les systèmes à Eau-LiBr sont limités pour les applications de climatisation (Température positive).

Naturellement, le Bromure de Lithium (LiBr) pur existe à l'état solide (cristaux), stable et non toxique, il admet une grande affinité à l'eau. Le risque de cristallisation est important dans les basses températures (par ex. entrée Absorbeur), il pose également un problème de corrosion au niveau du générateur (haute température) [85].

La concentration massique de la solution de LiBr est définie comme étant la masse de LiBr que divise la masse totale de la solution Eau-LiBr [86]:

$$x = \frac{m_{LiBr}}{m_{LiBr} + m_{Eau}} \quad (2.1)$$

### 2.2.1 Modèles thermodynamiques

#### ✓ Modèle de ASHRAE

Plusieurs modèles mathématiques pour le calcul des propriétés thermodynamiques de la solution Eau-LiBr ont été développés. ASHRAE propose le modèle suivant pour le calcul de la température de solution en fonction de la concentration massique [87]:

$$T = \sum_0^3 B_n X^n + (T' - 273.15) \sum_0^3 A_n X^n \quad [^{\circ}C] \quad (2.2)$$

Avec :  $T' = T'' - 273.15$

$$T'' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log(P))]^{0.5}} \quad [K] \quad (2.3)$$

$T''$  : Température du réfrigérant [K]

$T$  : Température de la solution [ $^{\circ}C$ ]

$X$  : Concentration massique de la solution Eau-LiBr

$n = 0, 1, 2, 3$

Ces équations sont valides dans les limites de températures et de concentration :

$$-15 < T' < 110 \text{ } ^{\circ}C$$

$$5 < T < 175 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$45 \% < X < 70 \% \text{ [En masse de LiBr]}$$

Les constantes A, B, C, D et E sont données dans le tableau ci-dessous :

**Table.2.1** : Constantes pour Equations (2.2) et (2.3)

A0	-2,00755	B0	124,937	C	7,05
A1	0,16976	B1	-7,71649	D	-1596,49
A2	-0,003133362	B2	0,152286	E	-104095,5
A3	$1,97668 \cdot 10^{-5}$	B3	$-7,95090 \cdot 10^{-4}$		

Pour le calcul de l'enthalpie du mélange Eau-LiBr, ASHRAE propose le modèle suivant (voir diagramme de Merkel) [87] :

$$H = \sum_0^4 A_n X^n + T \sum_0^4 B_n X^n + T^2 \sum_0^4 C_n X^n \quad [\text{k}]/\text{kg} \quad (2.4)$$

Avec :  $n = 0$  à 4.

Cette équation est applicable dans les limites suivantes :

$$15 < T < 165 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$45 \% < X < 70 \% \text{ [En masse de LiBr]}$$

Les constantes A, B et C sont données par le tableau.2.2

**Table.2.2** : Constantes pour Equation (2.4)

A0	-2024,33	B0	18,2829	C0	-0,037008214
A1	163,309	B1	-1,1691757	C1	0,0028877666
A2	-4,88161	B2	0,03248041	C2	$-8,1313015 \cdot 10^{-5}$
A3	0,06302948	B3	$-4,034184 \cdot 10^{-4}$	C3	$9,9116628 \cdot 10^{-7}$
A4	$-2,913705 \cdot 10^{-4}$	B4	$1,8520569 \cdot 10^{-6}$	C4	$-4,4441207 \cdot 10^{-9}$

✓ Modèle de Lansing et Miao

D'autres modèles ont été développés pour le calcul des propriétés thermodynamiques du mélange Eau-LiBr. On peut citer le modèle proposé par *Lansing* [82] pour le calcul de l'enthalpie d'une solution Eau-LiBr :

$$H = (42,81 - 425,92X + 404,67X^2) + (1,01 - 1,23X + 0,48X^2) T \quad [\text{kcal/kg}] \quad (2.5)$$

Avec :  $X$  Concentration massique de la solution Eau-LiBr (de 0,5 à 0,65 [kg LiBr/kg solution]).

$T$  : La température de la solution [°C].

La concentration de la solution Eau-LiBr à la sortie du générateur (Etat Concentrée) est fonction de la température du générateur ( $T_g$ ) de du condenseur ( $T_c$ ) et est donnée par [81] et [82]:

$$X_c = \frac{(49,04 + 1,125T_g - T_c)}{(134,65 + 0,47T_g)} \quad (2.6)$$

A la sortie de l'Absorbeur, la concentration de la solution Eau-LiBr (état diluée) est fonction de la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) et de l'évaporateur ( $T_e$ ) et est donnée par [81] et [82]:

$$X_d = \frac{(49,04 + 1,125T_a - T_e)}{(134,65 + 0,47T_a)} \quad (2.7)$$

Les pressions de travail dans un cycle à absorption simple effet sont données en fonction des températures correspondantes. *Miao et Lansing* proposent l'équation suivante [81] et [82]:

$$\log_{10} P = 7,8553 - \frac{1555}{(T+273,15)} - \frac{11,2414 \cdot 10^4}{(T+273,15)^2} \quad [\text{mmHg}] \quad (2.8)$$

Les pressions au niveau du d'évaporateur et du condenseur s'expriment par :

$$\log_{10} P_e = 7,8553 - \frac{1555}{T_e+273,15} - \frac{11,2414 \cdot 10^4}{(T_e+273,15)^2} \quad (2.9)$$

$$\log_{10} P_c = 7,8553 - \frac{1555}{T_c+273,15} - \frac{11,2414 \cdot 10^4}{(T_c+273,15)^2} \quad (2.10)$$



Avec :  $P_e$  et  $P_c$  pression de l'évaporateur et du condenseur respectivement [mmHg].

$T_e$  et  $T_c$  Températures de l'évaporateur et du condenseur respectivement [°C].

Le modèle de *Lansing* admet une déviation de 0,2% [82].

✓ Modèle de Patek

Un autre modèle a été développé par *J. Patek* [88]. Ce modèle exprime les propriétés thermodynamiques de la solution Eau-LiBr en fonction de la température et de la concentration de cette dernière.

Les propriétés de l'eau pure sont exprimées par une "apostrophe" ( $\rho'(T)$ ,  $Cp'$ ,  $h'(T)$ ,  $s'(T)$ ) et pour la solution par ( $Cp(T, w)$ ,  $h(T, w)$ ,  $S(T, w)$ ).

Ce modèle est utilisé dans la base de données de l'outil de simulation EES, les équations utilisées dans cette étude sont :

$$Cp(T, w) = (1 - w)Cp'(T) + C_{P,t} \sum_{i=1}^8 a_i w^{m_i} (0,4 - w)^{n_i} \left( \frac{T_c}{T - T_z} \right)^{t_i} \quad (2.11)$$

$$h(T, w) = (1 - w)h'(T) + h_c \sum_{i=1}^{30} a_i w^{m_i} (0,4 - w)^{n_i} \left( \frac{T_c}{T - T_z} \right)^{t_i} \quad (2.12)$$

$$s(T, w) = (1 - w)s'(T) + s_c \sum_{i=1}^{29} a_i w^{m_i} (0,4 - w)^{n_i} \left( \frac{T_c}{T - T_z} \right)^{t_i} \quad (2.13)$$

Avec :

$Cp(T, x)$ ;  $h(T, x)$ ;  $s(T, x)$  : Chaleur spécifique, enthalpie et entropie, respectivement, de la solution *Eau\_LiBr* à la température ( $T$ ) et à la concentration molaire ( $w$ ).

$M_{H_2O}$ : Masse molaire de l'eau pure [ kg mol<sup>-1</sup>].

$M_{LiBr}$ : Masse molaire du *LiBr*. [ kg mol<sup>-1</sup>]

$C_{P,t} = 76,0226$  [J mol<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>]

$T_c = 647,096$  [K]

$T_z = 221$  [K]

$h_c = 37\,548,5$  [J mol<sup>-1</sup>]       $S_c = 79,3933$  [J mol<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>]

La masse molaire d'une solution Eau-LiBr est donnée par [88]:

$$M_{sol} = w_{LiBr}M_{LiBr} + (1 - w_{LiBr})M_{H_2O} \quad (2.14)$$

$C_p'(T)$ ;  $h'(T)$ ;  $s'(T)$  : Chaleur spécifique, enthalpie et entropie de l'eau pure saturée à la Température ( $T$ ).

$T_c; h_c; s_c$  : Température, enthalpie et entropie critique de l'eau pure.

$T$ : Température de la solution [K]

$$w : \text{Concentration molaire } w_{LiBr} = \frac{X_{LiBr}/M_{LiBr}}{X_{LiBr}/M_{LiBr} + (1-X_{LiBr})/M_{H_2O}} \quad (2.15)$$

### 2.2.2. Température de cristallisation

Pour la simulation d'un cycle à absorption fonctionnant par le couple Eau-LiBr, on doit ajouter un test de cristallisation qui sert à vérifier que la température de la solution à la sortie du générateur/entrée de l'absorbeur est supérieure à la température critique (de cristallisation) de la solution.

Un modèle est proposé par *Tesha (2009) [89]* qui exprime la température de cristallisation en fonction de la concentration  $X$  :

$$\text{Avec : } T_{crit} = AX^2 + BX + C \quad (2.16)$$

Les constantes A, B et C sont données par le tableau.2.3 :

**Table.2.3** : Constantes pour Equation (2.16)

Concentration (masse de LiBr)	A	B	C
$x < 48,5$	-0,253	25,107	-398,3
$48,5 < x < 57,2$	-0,3080928653	38,51957477	-919,4
$57,2 < x < 65,5$	-0,308288545	42,7386184	-1159,4
$x \geq 65,5$	-0,3391180069	58,34181996	-2046,536869

Une marge de sécurité pour éviter les problèmes de cristallisation (plus précisément à l'entrée de l'Absorbeur) a été considérée dans notre simulation :

$$(T_{réelle} - T_{crit}) \geq 5^\circ C$$

### 2.2.3. Pressions de travail

Les pressions de fonctionnement d'un cycle à absorption sont déduites directement des pressions de saturation du frigorigène liquide à la sortie du condenseur, et de la pression de saturation de la vapeur à la sortie de l'évaporateur.

Ces propriétés thermodynamiques du frigorigène pur (Eau) sont exprimées par les relations développées par *Miao et Lansing* [81] et [82].

L'enthalpie de l'eau liquide pure à la température  $T$  est exprimée par la relation suivante [3] :

$$H = T - 25 \quad [\text{kcal/kg}] \quad (2.17)$$

Avec  $T$  : température de l'eau [°C].

Pour la vapeur d'eau saturée, l'enthalpie est donnée par [81] :

$$H = 572,8 + 0,417 T_e \quad [\text{kcal/kg}] \quad (2.18)$$

Avec :  $T_e$  [°C] température de la vapeur d'eau à la sortie de l'évaporateur (basse pression). L'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée à la température du générateur  $T_G$  et à la pression de saturation correspondant à la température du condenseur  $T_c$  est donnée par [81] :

$$H = 572,8 + 0,46T_G - 0,043T_c \quad [\text{kcal/kg}] \quad (2.19)$$

Avec : la chaleur spécifique de la vapeur d'eau est prise égale à 0,46 [Kcal/kg C°] pour une pression allant de 0,01 à 0,1 [bar]. La chaleur spécifique de la solution Eau-LiBr ( $C_x$ ) est exprimée en fonction de la concentration du LiBr et est donnée par la relation de *Lansing et Miao* [81], [82] comme suite :

$$C_x = 1,01 - 1,23 X + 0,48 X^2 \quad [\text{kcal/kg C}^\circ] \quad (2.20)$$

Dans notre simulation, les pressions de saturation sont calculées à l'aide de l'outil REFPROP [90]. Cet outil nous permet de calculer toutes les propriétés physiques du frigorigène pur (enthalpie, entropie, etc.).

$$P_h = f(T, Q) \quad \& \quad P_b = f(T, Q)$$

Avec :  $Q$  : Qualité de l'eau ( $Q = 1$  c. à d. 100% vapeur).

### 2.3. Coefficient de performance d'un cycle à absorption

C'est le rapport entre la quantité d'énergie absorbée du milieu à refroidir sur la quantité d'énergie fournie au cycle, il est exprimé par la relation suivante [91, 92 et 93] :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + w_p} \quad (2.21)$$

Avec :  $Q_e$  : Puissance frigorifique [kW]

$Q_g$  : Puissance du générateur [kW]

$w_p$  : Travail de la pompe de circulation.

Le travail de la pompe est relativement faible par rapport aux taux de transfert de chaleur associés aux autres composants. Ainsi, on peut conclure que d'un point de vue thermodynamique, le travail de la pompe est négligeable pour un cycle simple effet (Eau-LiBr) [94].

Basé sur cette hypothèse, le coefficient de performance (COP) est calculé sans inclure le travail de la pompe :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (2.22)$$

Bien que la conclusion thermodynamique soit que la pompe puisse être ignorée, l'expérience pratique montre que la pompe est un composant essentiel qui doit être soigneusement conçu. Les principaux problèmes de conception de la pompe comprennent :

- ✓ Les joints de pompe pour éviter les fuites d'air.
- ✓ Le coût de la pompe.
- ✓ La corrosion / matériaux et une hauteur d'aspiration nette suffisante pour éviter la cavitation dans la ligne d'aspiration.

Le Coefficient de performance maximal d'un cycle à absorption est donné par ASHRAE [87] :

$$COP_{max} = \frac{T_e(T_g - T_a)}{T_g(T_c - T_e)} \times \frac{T_c}{T_a} \quad (2.23)$$

Le rendement exergetique (rendement au sens du deuxième principe) d'un cycle à absorption simple effet est exprimé comme étant le rapport entre le  $COP$  sur le  $COP_{max}$  et est donné par la relation suivante [92] :

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{max}} \quad (2.24)$$

#### 2.4. Marge de sécurité

Parmi les hypothèses de travail, le liquide à la sortie du condenseur est une eau saturée à la température de condensation à laquelle on ajoute un écart de température, par ex.  $T_8 = T_c + \Delta T_c$  (avec  $\Delta T_c = 7,5 \text{ °C}$ ). Cet écart de température est estimé en fonction du type d'échangeur utilisé pour évacuer la chaleur de condensation (dans notre cas, échangeur à air libre) [95].

Le même écart de température est fixé pour l'absorbeur de façon que la température à la sortie de ce dernier soit supérieure de  $\Delta T_a = 7,5 \text{ °C}$  par rapport à la température de l'absorbeur.

Pour l'évaporateur et le générateur, le type d'échange thermique du milieu extérieur est supposé être un échange humide [95] (Echangeur de chaleur eau-eau) d'où un circuit d'eau chaud/glacé est utilisé pour le transfert de chaleur vers la machine à absorption. L'écart de température est fixé dans notre simulation à  $\Delta T_g = \Delta T_e = 3 \text{ °C}$

## 2.5. Modèle Thermodynamique

Dans cette partie, les propriétés thermodynamiques point-par-point du cycle de la machine à absorption sont calculées par l'application des deux lois de la thermodynamique. Les puissances échangées par les composants du système avec le milieu ambiant sont estimées et la surface de captation solaire nécessaire pour alimenter un tel system est évaluée.

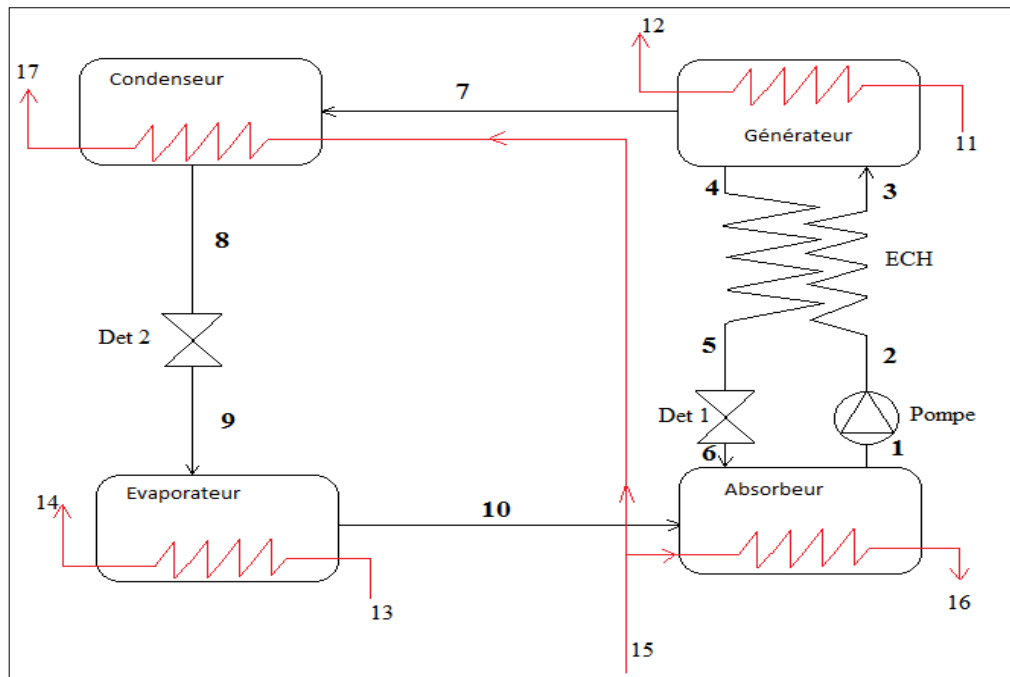
### 2.5.1. Cycle à absorption Simple Effet

#### Hypothèses

Pour l'étude d'un cycle à absorption simple effet fonctionnant par le couple Eau-LiBr on propose les hypothèses suivantes :

- ✓ Le générateur et le condenseur sont à la même pression.
- ✓ L'évaporateur et l'absorbeur sont à la même pression.
- ✓ Le frigorigène à la sortie du générateur est à l'état 100% vapeur surchauffée.
- ✓ La vapeur à la sortie de l'évaporateur est une vapeur saturée.
- ✓ Le fluide à la sortie du condenseur est une eau pure à l'état saturée.
- ✓ La solution concentrée sortant du générateur est à la température du générateur.
- ✓ Les solutions sortant du générateur et de l'absorbeur sont à l'état de saturation.
- ✓ Les transformations de compression (pompe) et de détente (détendeurs) sont supposées isenthalpiques.
- ✓ Les pertes thermiques et les pertes de charge au niveau des canalisations sont négligées.

Le cycle étudié est représenté dans la figure.2.2 :



**Figure.2.2** : Schéma représentatif d'un cycle à absorption simple effet (Eau-LiBr).

L'état thermodynamique de chacun des points du cycle doit être défini pour bien comprendre le cycle. Comme indiqué dans les hypothèses, trois des points sont des liquides saturés (1, 4 et 8), l'une est une vapeur saturée (10), l'autre est de la vapeur surchauffée (7) [94].

La qualité de saturation est supposée pour quatre points d'état. Ce sont les trois états liquides saturés (1, 4 et 8) et l'état de vapeur saturée (10). Ces hypothèses sont faites pour faciliter la modélisation. Dans une machine réelle, les conditions réelles à ces points ne seraient pas exactement saturées [94].

Dans une machine réelle, les fluides seraient censés être sous-refroidis et les vapeurs seraient surchauffées. Ces états pourraient également être modélisés, mais comme des données supplémentaires seraient alors nécessaires, leur inclusion introduirait plus de complications. L'expérience montre que pour des calculs de conception types, ces hypothèses fournissent une précision adéquate, [94].

## 2.5.2. Etude thermodynamique des différents composants du cycle

### 2.5.2.1 Cycle frigorifique à absorption simple effet

Lors de l'utilisation d'une machine à absorption, une modification de toute variable d'entrée entraînera des changements dans toutes les autres variables dépendantes. Quand une entrée change, le cycle entier réagit pour atteindre une nouvelle condition de fonctionnement à l'équilibre.

La nature couplée de ce type de cycle doit être prise en compte lors de l'interprétation des données d'exploitation, car chaque variable est affectée chaque fois qu'une entrée est modifiée.

On note que dans ce qui va suivre, la notion de solution concentrée est équivalente à une solution riche en LiBr ou solution à la sortie du générateur. Tandis qu'une solution diluée fait appel à une solution riche en Eau ou à la sortie de l'Absorbeur. Pour les points d'état de la figure.2.2 on peut exprimer les débits massiques comme suite :

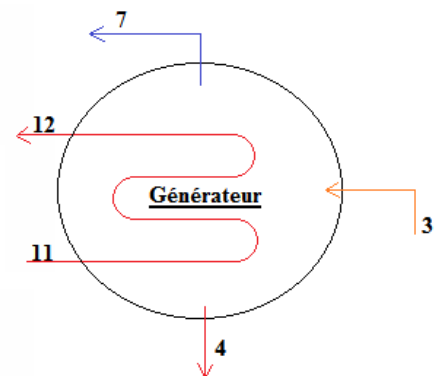
$$\dot{m}_c = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad \text{Débit de la solution concentrée.} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_d = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{Débit de la solution diluée.} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad \text{Débit du fluide frigorigène.} \quad [\text{kg/s}]$$

#### ✓ Le générateur

Le générateur (ou désorbeur) est l'élément récepteur d'énergie thermique destinée pour l'alimentation du cycle à absorption. La solution diluée (riche en eau), en provenance de l'absorbeur, est introduite dans le générateur et la chaleur fournie par les capteurs solaires thermique fait que les vapeurs d'eau se séparent et parcourent le circuit de réfrigération. La solution contenue dans le générateur se concentre et est évacuée vers l'absorbeur pour se reconstituer.



L'application du bilan massique sur l'élément du générateur nous donne :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (2.25)$$



Le bilan énergétique sur l'élément du générateur nous donne [93 et 96]

$$Q_g = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (2.26)$$

Le bilan entropique (exergétique) est donné par [92]:

$$\dot{m}_3(h_3 - T_0 S_3) + Q_g = \dot{m}_7(h_7 - T_0 S_7) + \dot{m}_4(h_4 - T_0 S_4) + \dot{I}_g \quad (2.27)$$

$$\text{Avec } Q_g = \dot{m}_{12}(h_{12} - T_0 S_{12}) - \dot{m}_{11}(h_{11} - T_0 S_{11}) \quad (2.28)$$

Le taux de destruction d'exergie  $\dot{I}_g$  au niveau du générateur est donné par [92]

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 (\sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e) \quad [W] \quad (2.29)$$

$$\dot{I}_g = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 (\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})) \quad (2.30)$$

Avec :

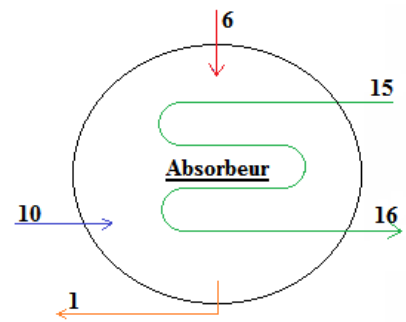
$T_0$  : Température ambiante (environnement) [K]

$s_e; s_s$  : Entropie d'entrée et de sortie respectivement. [J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>]

$\dot{S}_{gen}$  : Entropie de génération. [J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>]

#### ✓ L'absorbeur

L'absorbeur est l'organe responsable de la constitution de la solution liquide diluée destinée pour le générateur. Les vapeurs en provenance de l'évaporateur entrent en contact avec la solution concentrée en provenance du générateur, l'affinité de la solution du LiBr fait que les vapeurs sont attirées et dissoutes dans la solution en constituant une solution plus diluée. La réaction fait dégager de la chaleur, cette dernière doit être évacuée vers le milieu extérieur soit par échange sec (refroidissement à air) sinon par échange humide en faisant circuler une eau de refroidissement.



Le bilan massique au niveau de l'absorbeur est donné par :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (2.31)$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique sur l'élément de l'absorbeur, le bilan énergétique est exprimé par [93 et 96]:

$$Q_a = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (2.32)$$

Le bilan entropique (exergétique) est donné par [92]:

$$\dot{m}_1(h_1 - T_0 S_1) + Q_a + \dot{I}_a = \dot{m}_{10}(h_{10} - T_0 S_{10}) + \dot{m}_6(h_6 - T_0 S_6) \quad (2.33)$$

$$\text{Avec : } Q_a = \dot{m}_{16}(h_{16} - T_0 S_{16}) - \dot{m}_{15}(h_{15} - T_0 S_{15}) \quad (2.34)$$

Le taux de destruction d'exergie  $\dot{I}_a$  au niveau de l'absorbeur peut être exprimé à partir de l'équation (2.29) comme suit [92]

$$\dot{I}_a = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 (\dot{m}_1 S_1 - \dot{m}_{10} S_{10} - \dot{m}_6 S_6 + \dot{m}_{15} (S_{16} - S_{15})) \quad (2.35)$$

- Facteur de circulation

Un autre paramètre de débit massique qui est parfois utile est le facteur de circulation de la solution «  $F$  », défini dans l'équation (2.36). Pour les points d'état de la figure.2.2, «  $F$  » peut être exprimé par [96] :

$$F = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_f} = \frac{x_c}{x_c - x_d} = \frac{x_4}{x_4 - x_1} \quad (2.36)$$

Avec :  $x_c$  et  $x_d$  Concentration de la solution concentrée et diluée, respectivement.

Ce qui montre que le débit de liquide à travers la pompe de solution est de " $F$ " fois le débit de vapeur quittant le générateur. C'est une valeur typique qui va être utile pour la résolution des problèmes de conception.

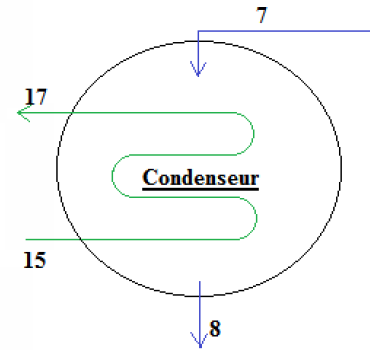
Etant donné le débit de circulation de la pompe (par le fabricant), les débits du fluide frigorigène ainsi de la solution concentrée sont estimés comme suit :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_d}{F} \quad \& \quad \dot{m}_c = \frac{\dot{m}_d F'}{F} \quad (2.37)$$

Avec  $F' = (F - 1)$

✓ Le condenseur

Le condenseur et l'absorbeur sont des échangeurs de chaleur qui rejettent généralement toute la chaleur absorbée par l'évaporateur mais aussi l'énergie fournie au générateur. Le condenseur accueille le réfrigérant chaud et à haute pression provenant du générateur, généralement une vapeur d'eau surchauffée, et rejette la chaleur de cette dernière vers une substance plus froide, généralement de l'air ou de l'eau de refroidissement. Lorsqu'une quantité d'énergie est éliminée de la vapeur, elle se condense et le condensat est évacué de sorte qu'il peut continuer son chemin à travers la vanne de détente vers l'évaporateur.



Le bilan massique sur l'élément du condenseur est exprimé par :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.38)$$

Le bilan énergétique sur l'élément du condenseur nous donne [93 et 96]:

$$Q_c = \dot{m}_{15}(h_{17} - h_{15}) = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (2.39)$$

Le bilan entropique (exergétique) est donné par [92] :

$$\dot{m}_8(h_8 - T_0 S_8) + Q_c + \dot{I}_c = \dot{m}_7(h_7 - T_0 S_7) \quad (2.40)$$

$$\text{Avec : } Q_c = \dot{m}_{17}(h_{17} - T_0 S_{17}) - \dot{m}_{15}(h_{15} - T_0 S_{15}) \quad (2.41)$$

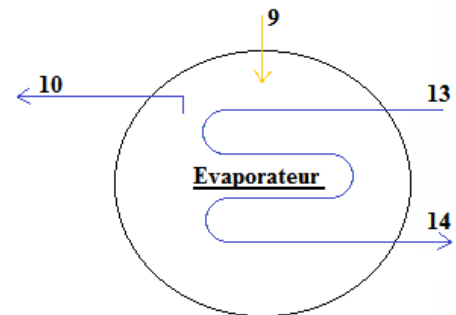
A partir de l'équation (2.29) le taux de destruction d'exergie au niveau du condenseur est donné par [92] :

$$\dot{I}_c = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 (\dot{m}_7(S_7 - S_8) + \dot{m}_{15}(S_{17} - S_{15})) \quad (2.42)$$

Avec :  $T_8$  : Température de sortie du condenseur  $T_8 = T_c + \Delta T_c$  (avec  $\Delta T_c$  écart de température = 7,5 °C).

✓ L'évaporateur

L'énergie est absorbée au niveau de l'évaporateur par transfert de chaleur à partir d'un milieu à une température légèrement plus élevée, provoquant l'évaporation du réfrigérant. Lorsqu'un détendeur est utilisé, le réfrigérant est habituellement reçu dans l'évaporateur dans un état à deux phases à basse température, partiellement évaporé dans le processus d'étranglement (de détente).



Le bilan de masse sur l'élément de l'évaporateur est donné :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (2.43)$$

Le bilan énergétique sur l'élément de l'évaporateur nous donne [93 et 96] :

$$Q_e = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (2.44)$$

Le bilan entropique (exergétique) est donné par [92] :

$$\dot{m}_9(h_9 - T_0S_9) + Q_e = \dot{I}_e + \dot{m}_{10}(h_{10} - T_0S_{10}) \quad (2.45)$$

$$\text{Avec : } Q_e = \dot{m}_{13}(h_{13} - T_0S_{13}) - \dot{m}_{14}(h_{14} - T_0S_{14}) \quad (2.46)$$

Le taux de destruction d'exergie au niveau de l'évaporateur est exprimé à partir de l'équation (2.29) et est donné par [92] :

$$\dot{I}_e = T_0\dot{S}_{gen} = T_0(\dot{m}_9(S_{10} - S_9) + \dot{m}_{13}(S_{14} - S_{13})) \quad (2.47)$$

Avec :  $T_2 = T_1$  (compression isenthalpique)

✓ L'échangeur de chaleur (solution)

L'échangeur de chaleur sert à récupérer une quantité d'énergie disponible sur la solution concentrée à la sortie du générateur et la transférer à la solution diluée en route vers le générateur, et ainsi réduire une bonne quantité d'énergie exigée par ce dernier.

L'efficacité de l'échangeur est définie comme le rapport entre le transfert de chaleur réel et le transfert de chaleur maximal possible pour les conditions d'entrée données [97 et 98] :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{Q_{ech}}{Q_{max}} \quad (2.48)$$

Considérons l'échangeur de chaleur représenté schématiquement sur la figure.2.2. Le transfert de chaleur maximal possible est considéré comme étant le produit du débit thermique minimal multiplié par la différence de température entre les deux flux d'entrée :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{C_{sc}(T_4 - T_5)}{C_{min}(T_4 - T_2)} = \frac{C_{sd}(T_3 - T_1)}{C_{min}(T_4 - T_2)} \quad (2.49)$$

$$\text{Avec : } C_{sc} = \dot{m}_4 C_{p,4} \quad [kJ/s K]$$

$$C_{sd} = \dot{m}_2 C_{p,2} \quad [kJ/s K]$$

$$C_{min} = \min(C_{sc}, C_{sd})$$

$$Q_{ech} : \text{Puissance échangée entre les deux solutions} \quad [kW]$$

$$Q_{max} : \text{Puissance maximale échangée} \quad [kW]$$

Les températures d'entrée du générateur et de l'absorbeur sont calculées à partir de l'équation (2.49) :

$$T_3 = \frac{\varepsilon_{ex} C_{min}(T_4 - T_1)}{C_{sd}} + T_1 \quad [^{\circ}C] \quad (2.50)$$

$$T_5 = T_4 - \frac{\varepsilon_{ex} C_{min}(T_4 - T_1)}{C_{sc}} \quad [^{\circ}C] \quad (2.51)$$

Le taux de destruction d'exergie au niveau de l'échangeur de chaleur est donné par [92] :

$$\dot{I}_{ex} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 (\dot{m}_1 (S_3 - S_2) + \dot{m}_4 (S_5 - S_4)) \quad (2.52)$$

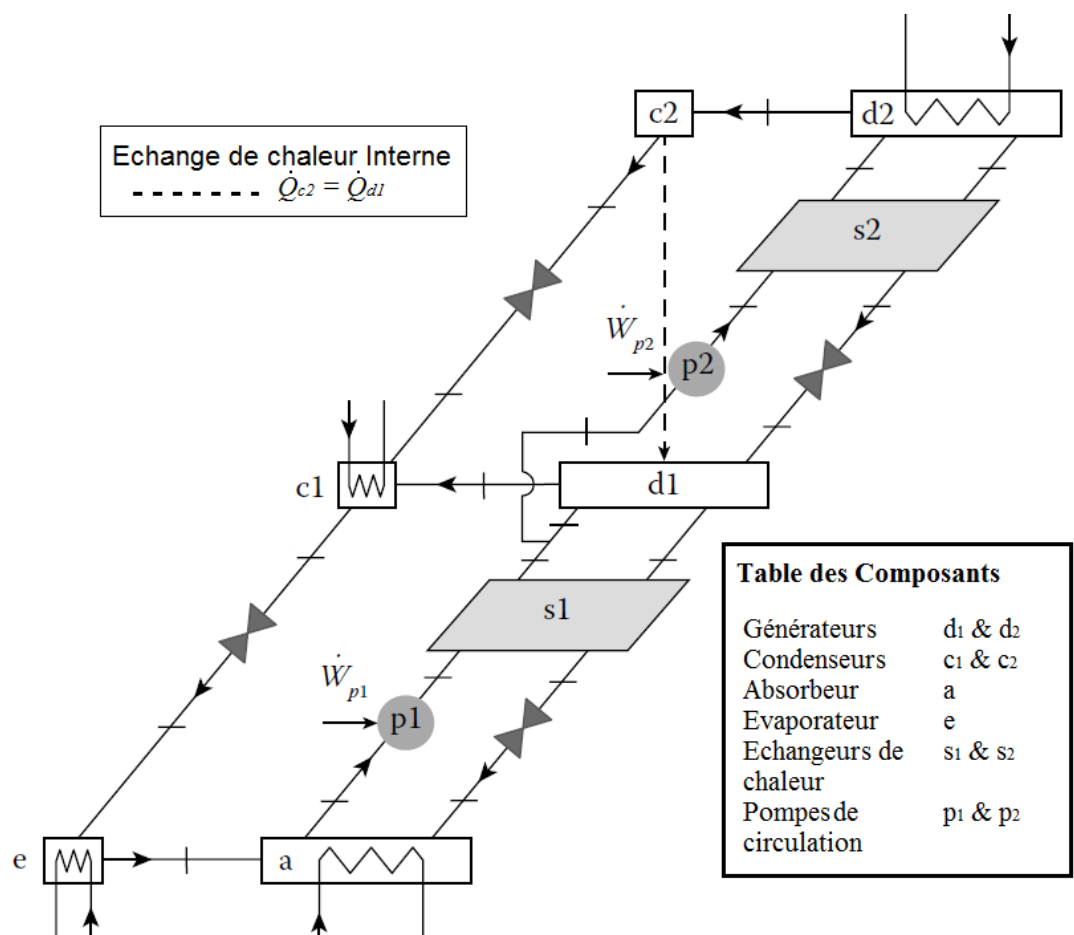
### 2.5.2.2 Cycle frigorifique à absorption double effet

Vu les limitations des cycles frigorifiques à simple effet, on a des fois recours aux cycles frigorifiques à double effet fonctionnant à trois niveaux de pression, à savoir, P1, P2 et P3 dans notre cas. Il est à noter que la variation des paramètres

de fonctionnement (température, concentration ...) affectera directement les niveaux de pression de travail.

Un aspect clé des conditions de fonctionnement est que la température du condenseur à haute pression (c2) doit être supérieure à celle du générateur à basse pression (d1), (voir figure.2.3), comme l'exigent les considérations de transfert de chaleur. Cependant, la température élevée a des conséquences corrosives considérables.

Les problèmes de corrosion sont plus graves dans les technologies à double effet que dans les technologies à simple effet en raison des températures de travail plus élevées.



**Figure.2.3** : Schéma de principe d'un cycle à absorption double effet à circulation parallèle, couple Eau-LiBr [94].

Pour les cycles à absorption à double effet, le débit de la solution ainsi que l'efficacité des deux échangeurs de chaleurs ne sont pas fournis par le fabricant,

c'est pourquoi dans notre simulation on a pris la valeur du débit massique publiée dans les travaux expérimentaux de *Balghouthi et al.* (2012) [23] sur la machine à absorption double effet Broad 16 kW.

Les écarts de température de sécurité contre le phénomène de cristallisation ainsi que les écarts de température entre la machine et ces circuit externes sont tenues identiques à ceux utilisés dans la simulation du cycle à simple effet.

### 2.5.3 Estimation des températures de sortie des circuits externes

Plusieurs modèles de simulation des échangeurs de chaleur peuvent être utilisés lors de la modélisation des machines à absorption. Dans notre cas, on a opté pour la méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) pour la détermination des températures de sorties des circuits de chauffage, refroidissement et d'eau glacée.

Le produit du coefficient de transfert de chaleur global  $U$  et de la surface d'échangeur de chaleur  $A$  est un moyen pratique pour spécifier la taille et la performance d'un échangeur de chaleur dans un seul paramètre (c'est-à-dire la valeur  $UA$ ). Il est courant d'utiliser la formulation  $UA$  avec la différence de température logarithmique comme suit [94] :

$$Q = UA \Delta T_{LM}$$

Avec  $Q$  la quantité de chaleur échangée et  $\Delta T_{LM}$  la différence de température logarithmique moyenne.

Le tableau.2.4 exprime l'efficacité de certain type d'échangeur de chaleur en fonction du nombre d'unités de transfert [97].

**Table.2.4** : Relations donnant l'efficacité de plusieurs types d'échangeur de chaleur.

Type d'Echangeur	Efficacité
<i>Tubes concentriques</i> Co-Courant	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c)]}{1+c}$
Contre-Courant	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1-c \exp[-NUT(1-c)]}$
<i>Echangeurs à Faisceaux Tubulaires 1 passage</i> 2, 4, ... Tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp[-NUT\sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NUT\sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$
<i>Echangeurs à Courant Croisé</i> (Simple Passage)	
Les deux fluides non-mixés	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0.22}}{c} [\exp(-c NUT^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{max}$ mixé, $C_{min}$ non-mixé	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NUT)]\})$
$C_{min}$ mixé, $C_{max}$ non-mixé	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NUT)] \right\}$
<i>Tous Types d'Echangeurs</i> (avec $C=0$ )	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Le cas  $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \rightarrow 0$  (correspond à  $C_{max} \rightarrow \infty$ ) est réalisé dans les processus d'échange thermique par changement de phase, comme dans le cas des condenseurs ou des évaporateurs. L'efficacité de ce type d'échangeurs est donc réduite à [97]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (2.53)$$

✓ Pour l'échangeur de chaleur

Le type d'échangeur de chaleur utilisé dans notre simulation est donné par le constructeur. De ce fait, l'application de la méthode du NUT sur l'échangeur de chaleur à contre-courant est exprimée par la relation suivante [98]:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{1 - e^{(-NTU_{ex}(1-C))}}{1 - C e^{(-NTU_{ex}(1-C))}} \quad \text{Si } C_r < 1 \quad (2.54)$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{NTU_{ex}}{1 + NTU_{ex}} \quad \text{Si } C_r = 1 \quad (2.55)$$

Avec  $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$  (voir équation 2.49).

La température de sortie des solutions concentrée et diluée peut être exprimée par les formules suivantes [91 et 98]:



$$T_3 = T_2 + \left( \frac{\varepsilon_{ex} Q_{max_{ex}}}{C_{sd}} \right) \quad (2.56)$$

$$T_5 = T_4 - \left( \frac{\varepsilon_{ex} Q_{max_{ex}}}{C_{sc}} \right) \quad (2.57)$$

Avec  $Q_{max_{ex}} = C_{min}(T_4 - T_2)$  qui représente la quantité de chaleur maximale transmise par la solution chaude vers la solution froide **[91 et 98]**.

Le constructeur ne précise aucun détail sur la configuration du générateur, de l'évaporateur et de l'absorbeur. Pour cela on a jugé que l'équation suivante comme étant celle qui permet de représenter le mieux l'efficacité de ces échangeurs **[97]**:

$$\varepsilon = 1 - e^{(-NUT)} \quad (2.58)$$

✓ Pour l'absorbeur :

Le nombre d'unités de transfert est exprimé par la relation suivante **[98]**:

$$NUT_a = \frac{UA_a}{C_{min_a}} \quad (2.59)$$

$$\text{Avec : Dans notre cas } C_{min_a} = m_{15} Cp_{10} \quad \mathbf{[99]} \quad (2.60)$$

Son efficacité est donnée par :

$$\varepsilon_a = 1 - e^{(-NUT_a)} \quad (2.61)$$

La température de sortie du fluide de refroidissement peut être calculée par la relation suivante :

$$T_{16} = T_{15} + \left( \frac{\varepsilon_a Q_{max_a}}{C_{froid}} \right) \quad (2.62)$$

$$\text{Avec } Q_{max_a} = C_{min_a}(T_6 - T_{15}) \quad (2.63)$$

$$\text{Dans notre cas } C_{froid} = m_{15} Cp_{15} \quad (2.64)$$

✓ Pour le générateur

Le nombre d'unité de transfert est exprimé par la relation suivante **[98]**:

$$NUT_g = \frac{UA_g}{C_{min_g}} \quad (2.66)$$

$$\text{Avec : } C_{min_g} = m_{11} C_{p7} \quad \mathbf{[99]} \quad (2.67)$$

$$C_{p7} = f(T_7, Q) \quad (2.68)$$

$$\varepsilon_g = 1 - e^{(-NUT_g)} \quad (2.69)$$

La température de sortie du fluide de chauffage sera donc calculée par la relation suivante :

$$T_{12} = T_{11} + \left( \frac{\varepsilon_g Q_{max_g}}{C_{chaud}} \right) \quad (2.70)$$

$$\text{Avec } Q_{max_g} = C_{min_g}(T_{11} - T_3) \quad (2.71)$$

$$C_{chaud} = m_{11} C_{p11} \quad (2.72)$$

✓ Pour l'évaporateur

$$NUT_e = \frac{UA_e}{C_{min_e}} \quad (2.73)$$

$$\text{Avec : } C_{min_e} = C_{froid} = m_{13} C_{p13} \quad (2.74)$$

$$\varepsilon_e = 1 - e^{(-NUT_e)} \quad (2.75)$$

La température de sortie d'eau glacée est donnée par :

$$T_{14} = T_{13} - \left( \frac{\varepsilon_e Q_{max_e}}{C_{froid}} \right) \quad (2.76)$$

$$\text{Avec } Q_{max_e} = C_{min_e}(T_{13} - T_9) \quad (2.77)$$

✓ Pour le condenseur

Le nombre d'unité de transfert est donné par :

$$NUT_c = \frac{UA_c}{C_{min_c}} \quad (2.78)$$

$$\text{Et l'efficacité est exprimée par } \mathbf{[98]} : \varepsilon_c = 1 - e^{(-NUT_c)} \quad (2.79)$$

$$\text{Avec } C_{min_c} = C_{froid} = m_{15} C_{p15} \quad (2.80)$$

$$C_{p15} = f(T_{15}, Q) \quad (2.81)$$

La température de sortie de l'eau de refroidissement est donnée par :

$$T_{17} = T_{15} + \left( \frac{\varepsilon_c Q_{max_c}}{C_{froid}} \right) \quad (2.82)$$

$$\text{Avec : } Q_{max_c} = C_{min_c} (T_8 - T_{15}) \quad (2.83)$$

## 2.6. Application au cas d'étude :

L'application de la méthode du nombre d'unités de transfert pour notre cas d'étude nécessite la connaissance des paramètres  $UA$  spécifique pour chaque échangeur de chaleur dans notre cycle. Pour la machine Yazaki-SC05 simple effet, on a développé un modèle de simulation sur l'outil de simulation EES (Engineering Equation Solver) et les résultats de ce modèle ont été comparés à ceux trouvées par *Martinez [99]* pour le même type de système à absorption.

L'auteur a fini par estimer les produits  $UA$  de chaque composant du cycle en se basant sur des travaux antérieurs. [100, 101, 102 et 103] Voir **Table.2.5**.

**Table.2.5 :** Valeurs du produit  $UA$  pour la machine Yazaki SC5 présentés par *Martinez [99]*.

	ASHRAE [100]	York 1 [101]	York 2 [101]	Gommed [102]	ZAE [103]	Moy
$UA_{eva}$ [kW/°C]	7,044	7,292	7,273	4,906	4,677	6,2384
$UA_{abs}$ [kW/°C]	4,123	4,142	4,180	2,520	4,371	3,8672
$UA_{ex}$ [kW/°C]	0,744	0,840	0,649	0,840	0,993	0,8052
$UA_{gen}$ [kW/°C]	3,169	2,615	2,959	3,493	1,374	2,722
$UA_{con}$ [kW/°C]	3,990	4,219	4,009	7,349	7,655	5,4444

*Martinez [99]* estime aussi que le débit nominal de la solution diluée à la sortie de l'absorbeur pour une machine Yazaki SC5 est de l'ordre de  $m_1 = 9,94 \cdot 10^{-3}$  [kg/s par kW<sub>froid</sub>].

## 2.7 CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a présenté les modèles mathématiques utilisés pour la caractérisation et la détermination des propriétés thermodynamiques du fluide de travail Eau-LiBr. Plusieurs modèles développés ont été présentés. La connaissance des propriétés thermodynamiques de ce mélange de travail nous permet de calculer les performances des cycles à absorption fonctionnant par ce dernier. Dans notre étude, les deux cycles choisis, simple et double effet ont été modélisés et les différents bilans thermiques des composant des deux cycles à absorption ont été présentés.

Utilisant le premier et le second principe de la thermodynamique, les échanges thermiques entre la machine et le milieu extérieur ainsi que les taux de destruction d'exergie ont été calculés.

## CHAPITRE 03

### RESULTATS ET DISCUSSION

#### 3.1.INTRODUCTION

Dans ce chapitre, le fonctionnement et les performances des deux cycles à absorption simple et double effet ont été analysés dans les conditions thermiques des cinq zones climatiques de l'Algérie. Dans une première partie, le modèle développé a été validé à partir des résultats expérimentaux obtenues par *Rodriguez* (2013) [104] sur le système à absorption simple effet Yazaki 17 kW, tandis que le système à absorption à double effet a été validé par les résultats de simulation de *Keith et al*, 2016 [94].

La seconde partie de ce chapitre est une étude paramétrique des performances thermiques des deux cycles à absorption en faisant varier les températures des trois circuits externes (circuit de refroidissement, de la source chaude et d'eau glacée).

Les conditions nominales des deux machines commerciales à absorption ainsi que les intervalles des paramètres d'entrée utilisés dans l'étude paramétrique sont résumées dans le tableau.3.1. Ni les débits massiques de la solution ni les efficacités des échangeurs de chaleur n'ont été fournis par les fabricants des deux machines à absorption, ces derniers ont été déduits des études expérimentales rapportées par *Martinez et al.* (2016) [99] sur la machine à absorption Yazaki et *Balghouthi et al.* (2012) [23] sur la machine à absorption Broad. Les écarts de température ( $\Delta T$ ) de chaque composant ont été sélectionnés en fonction de la nature de l'échange thermique, à savoir 3°C pour l'évaporateur et le générateur (échange thermique liquide-liquide) et 7,5 ° C pour le condenseur et l'absorbeur (refroidissement indirect à l'air ambiant).

Les propriétés thermodynamiques du mélange Eau-LiBr ont été extraites du modèle développé par *Patek* 2006, [88]. De plus, un test de cristallisation a été mis en œuvre dans le programme de simulation établissant une marge de température de sécurité de 5 °C. La solution à l'entrée de l'absorbeur est plus susceptible d'être

exposée à la cristallisation en raison de la basse température et de la forte concentration en LiBr. La température de cristallisation de la solution a été estimée par l'expression de l'équation (2.16) et en fonction de la concentration de la solution  $X$  (Tesda 2009, [89]).

### 3.2. Paramètres d'entrée et conditions nominales des systèmes à absorption

Les paramètres d'entrée de la machines frigorifique *Yazaki* simple effet et ceux de la machine frigorifique à double effet *Broad* sont résumés dans le tableau.3.1 [112].

**Table.3.1.** Paramètres d'entrée utilisés dans la simulation des machines à absorption simple et double effet.

Paramètre	Valeur
<b>Yazaki WFC-SC5</b>	
<b>Conditions nominales</b>	
Puissance frigorifique nominale	17,6 kW
Température d'eau glacée entrée/sortie	12/7 °C
Température d'eau chaude entrée/sortie	88/83 °C
Température d'eau de refroidissement entrée/sortie	31/35 °C
Débit massique de la solution à la sortie de l'absorbeur	$4 \cdot 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$
Efficacité de l'échangeur de chaleur	0,64
Coefficient de performance nominal (COP)	0,7
<b>Etude paramétrique</b>	
Température de sortie d'eau glacée	7 à 12 °C
Température d'entrée d'eau chaude	80 à 110 °C
Température d'air ambiant	26 à 46 °C

<b>Broad BCT 16</b>	
<b>Conditions nominales</b>	
Puissance frigorifique nominale	16 kW
Température d'eau glacée entrée/sortie	14/7 °C
Source chaude	Vapeur surch
Température d'eau de refroidissement entrée/sortie	32/38
Débit massique de la solution à la sortie de l'Absorbeur	$7 \cdot 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$
Efficacité de l'échangeur de chaleur	0,6
Coefficient de performance nominal (COP)	1
<b>Etude paramétrique</b>	
Température de sortie d'eau glacée	7 à 12 °C
Température de la source chaude	118 à 160 °C
Température d'air ambiant	26 à 46 °C
<b>Ecarts de température entre le fluide interne et le circuit externe pour les deux machines à absorption</b>	
Générateur et Evaporateur	3 °C
Absorbeur et Condenseur (Refroidissement indirect)	7,5 °C

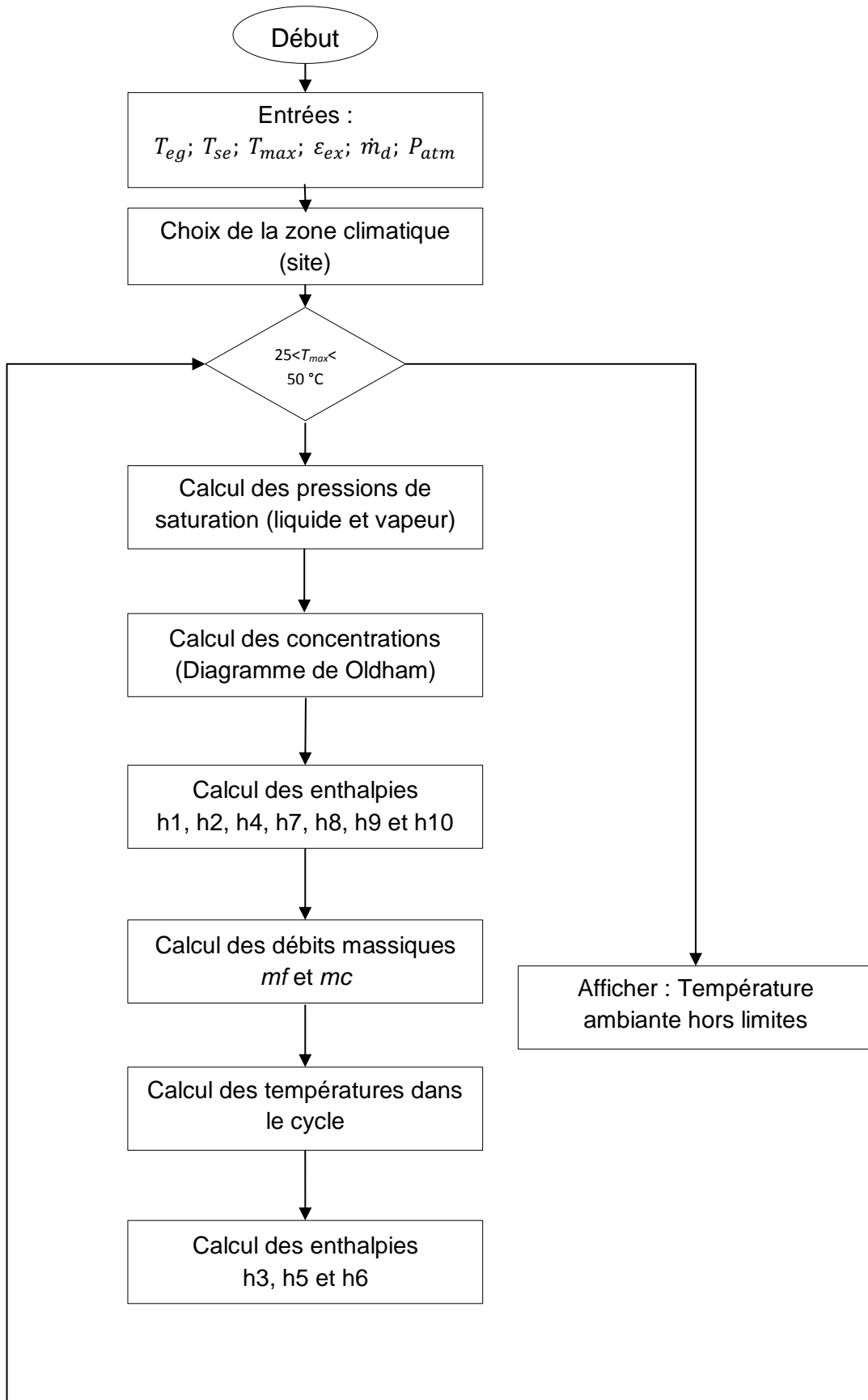
### 3.3. Séquences de calcul

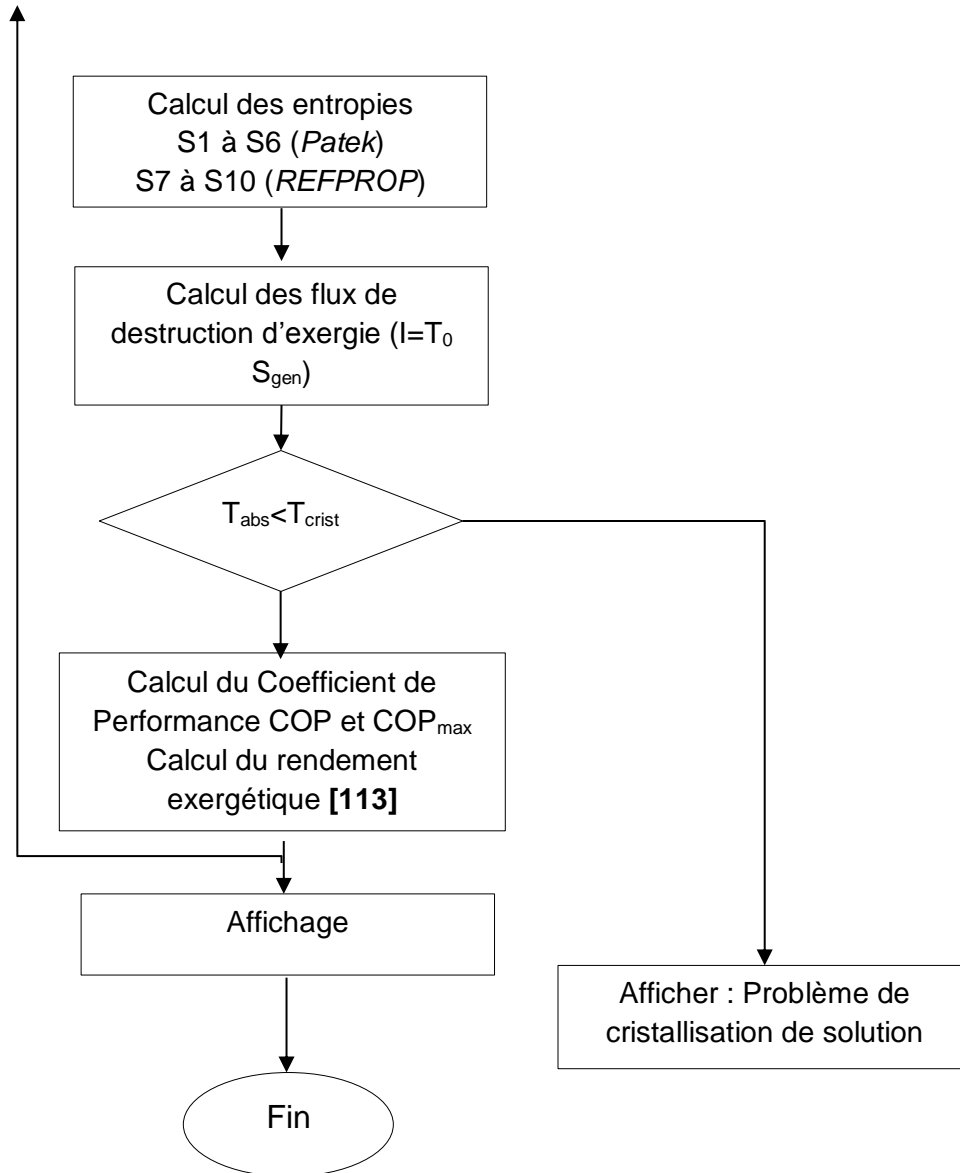
Après avoir introduit les températures de l'eau glacée et de la source chaude, le programme de simulation exige que la zone climatique étudiée soit spécifiée ou que les données climatiques soient introduites manuellement. La simulation démarre en suivant la séquence décrite ci-dessous :

- Les niveaux de pression sont calculés sur la base des propriétés de l'eau pure et en utilisant la base de données REFPROP **[105]** et les formulations IAPWS (IAPWS (1995) **[106]**).
- Les concentrations de sel dans les circuits de solution sont déterminées en utilisant les corrélations rapportées dans ASHRAE (2009) **[87]**.
- Après avoir calculé les débits massiques, l'enthalpie des différents courants dans les cycles est calculée (Patek (2006) **[88]**).

Après avoir passé le test de cristallisation, les paramètres de sortie sont ensuite calculés et affichés. L'organigramme simplifié correspondant au programme de simulation établi pour le calcul des performances des cycles à absorption est présenté en figure.3.1 :



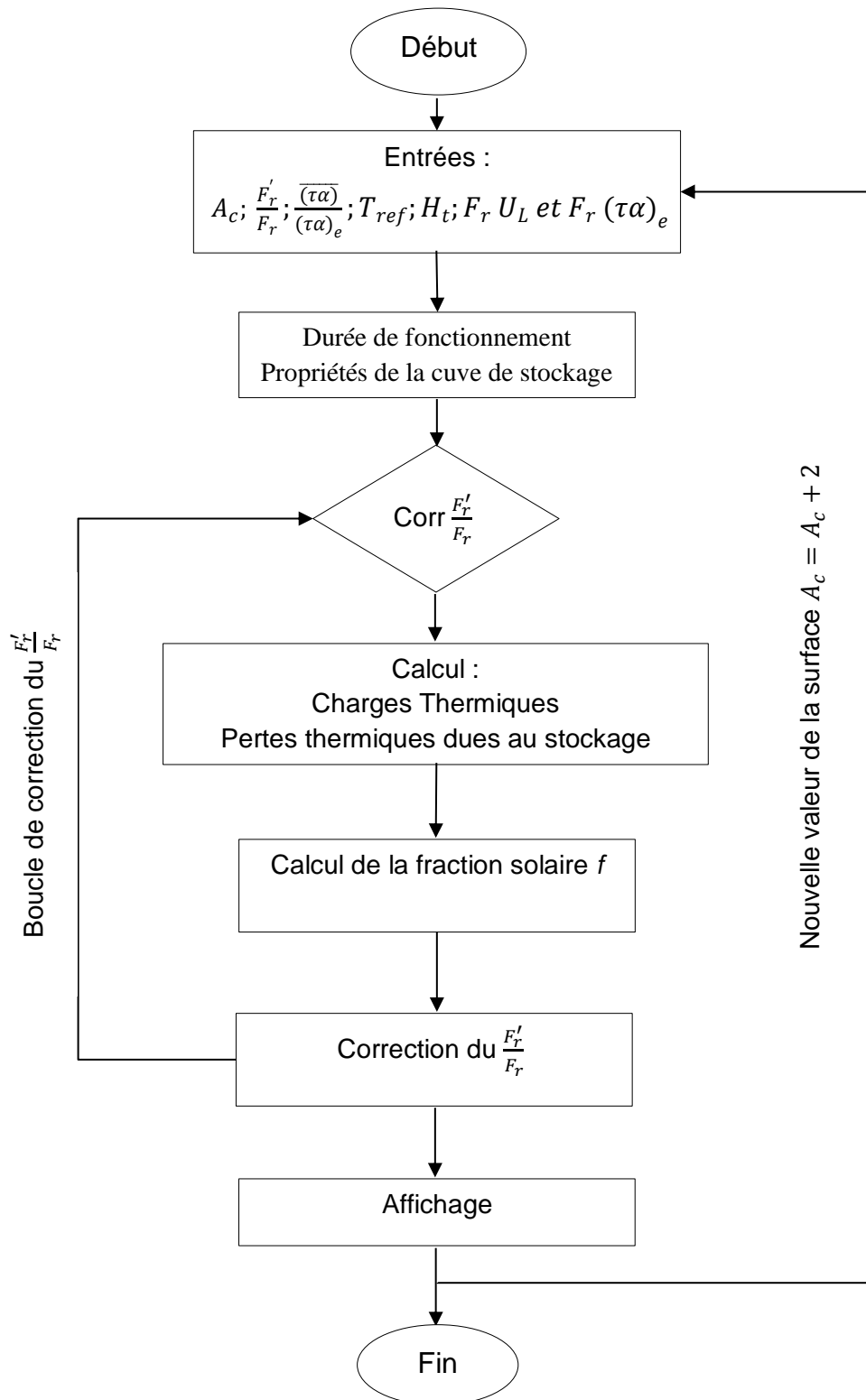




**Figure.3.1** : Organigramme de simulation des performances des cycles à absorption.

- Organigramme F-Chart

L'utilisation de la méthode f-Chart pour le calcul de la surface de captation solaire pour satisfaire les besoins thermiques de la machine à absorption est présentée par l'organigramme dans la figure.3.2 :



**Figure.3.2 :** Organigramme de simulation des boucles solaires.

### 3.4 Validation

#### 3.4.1. Validation du modèle simple effet

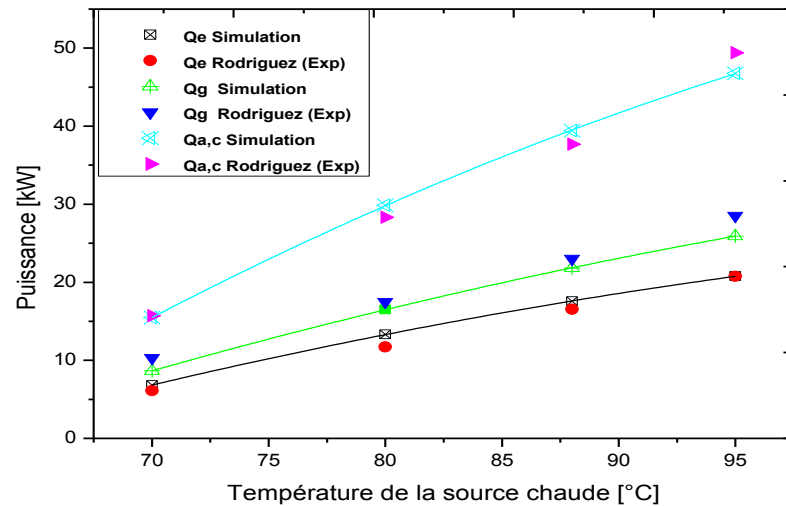
Les résultats de simulation obtenus pour le cycle à absorption Yazaki simple effet ont été comparés et validés par les résultats expérimentaux rapportés par *Rodriguez* (2013) [104] sur le même système à absorption (Laboratoire CREVER, Université de Rovira i Virgili, Espagne).

La figure.3.3 présente le banc d'essai des machines frigorifiques utilisé par *Rodriguez* pour le test de la machine à absorption *Yazaki*. L'installation est composée d'une chambre climatique pour la simulation et le contrôle des conditions climatiques extérieures, et d'une partie extérieure pour le contrôle des températures et des débits des circuits externes (eau chaude, de refroidissement et glacé).



**Figure.3.3.** Banc d'essai multifonctionnel pour la caractérisation des pompes à chaleur, les refroidisseurs et les moteurs thermiques de petites puissances (CREVER. [104])

Les puissances thermiques absorbées par le générateur et l'évaporateur ainsi que la chaleur rejetée par l'absorbeur et le condenseur sont représentées en figure.3.4 pour différentes températures de source chaude :



**Figure.3.4 :** Validation du modèle par les résultats expérimentaux réalisés par *Rodriguez* pour la machine à absorption simple effet Yazaki SC05

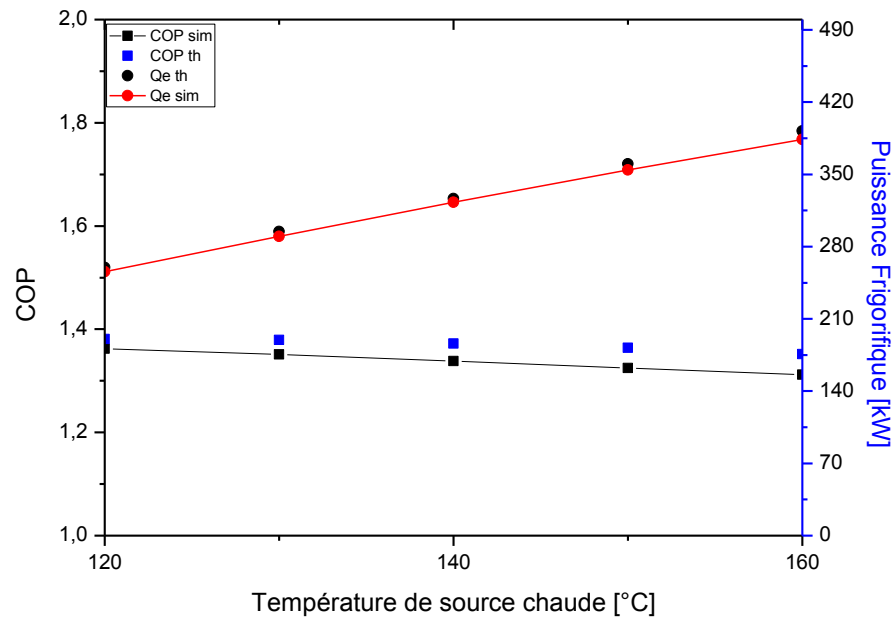
Cette figure présente les puissances échangées par une machine à absorption simple effet d'une puissance frigorifique de 17,6 kW (couple Eau-LiBr) ainsi que celles expérimentales réalisées au laboratoire CREVER en fonction de la température d'eau chaude.

Les températures ambiante/eau glacée sont prises égale à 31 et 7 °C, respectivement, et la température d'eau chaude variant de 70 à 95 °C.

Comme on peut le constater, les résultats de la simulation concordent bien avec les données expérimentales, avec des écarts d'environ 10, 8 et 1% pour les charges thermiques du générateur et de l'évaporateur et la chaleur rejetée, respectivement [112].

### 3.4.2. Validation du modèle double effet

Par manque de données exploitables sur les performances de la machine à absorption du type *Broad* double effet, le modèle de simulation développé pour les cycles à absorption double effet est validé par celui réalisé par *Keith et al* [94] sur une machine à absorption double effet à circulation parallèle d'une puissance frigorifique de 360 kW. La figure.3.5 présente la variation du COP et la puissance frigorifique en fonction de la température de la source chaude :



**Figure.3.5** : Validation du modèle par les résultats publiés par *Keith et al.* pour la machine à absorption double effet à circulation parallèle.

La température de la source chaude a été prise entre 120 et 160 °C pour une température de refroidissement de 25 °C pour la production d'eau glacée à 7 °C. La puissance frigorifique ainsi que le COP du cycle à absorption double effet à circulation parallèle sont représentés.

Les résultats de simulation montrent une très bonne concordance avec ceux publiés par *Keith et al* avec une déviation moyenne de 2,4 % pour les résultats du Coefficient de performance et de 1,6% pour la puissance frigorifique produite.

### 3.5 Etude paramétrique

#### 3.5.1 Effet des paramètres extérieurs sur les performances de la machine Yazaki

Une étude paramétrique a été réalisée afin d'analyser l'effet de la température du milieu extérieur, de la source chaude et de l'eau glacée sur les performances des deux machines à absorption commerciales considérées dans le présent travail.

La température de l'air ambiant varie de 26 à 46 °C avec 2 °C d'intervalle, et la température de la source chaude de 80 à 110 °C pour la machine à absorption simple effet et de 118 à 160°C pour la machine à double effet également avec 2°C d'intervalle. Deux températures de sortie ont été choisies pour l'eau glacée, à savoir 7 °C et 12 °C.

Pour une température d'eau glacée de 7 °C et 12 °C, les figures.3.6 jusqu'à 3.11 en 3D montrent respectivement les variations du coefficient de performance (COP), la puissance frigorifique et la puissance du générateur en fonction des températures de l'air ambiant et de la source chaude pour la machine à absorption Yazaki.

Les figures.3.12 jusqu'à 3.17 illustrent les mêmes tendances pour la machine à absorption à double effet. Il est à noter que la zone de fonctionnement des machines à absorption est représentée par les zones colorées, tandis que les zones non fonctionnelles sont représentées par les zones mortes du côté droit (Température de la source chaude insuffisante) et du côté gauche (Problèmes de cristallisation du fluide de travail Eau-LiBr).

#### ✓ Production d'eau glacée de 7°C de température

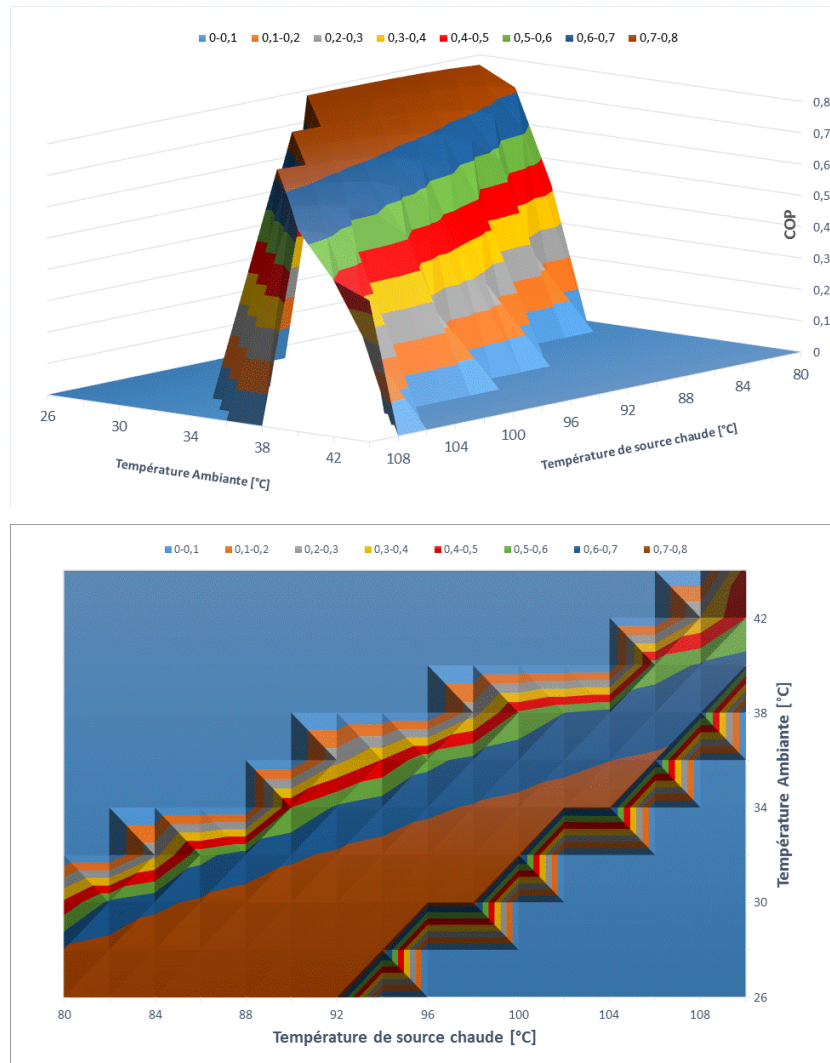
La figure.3.6 présente la variation du coefficient de performance COP en fonction des températures d'eau chaude et ambiante (extérieure) pour une température d'eau glacée de 7 °C. Chaque surface représente une certaine valeur du COP. En fonction des performances désirées dans l'habitation, ainsi que des conditions extérieures (Température ambiante), l'installateur peut suivre ce diagramme pour contrôler la température d'alimentation de son système à absorption.

La zone de fonctionnement de la machine s'étend sur une diagonale limitée par des températures spécifiques d'air ambiant et d'eau chaude d'où la partie nulle supérieure représente le non-fonctionnement de la machine causé par l'insuffisance de l'énergie thermique fournie au générateur, tandis que la partie nulle inférieure représente le non-fonctionnement à cause des problèmes de cristallisation (température critique de la solution à l'entrée de l'absorbeur est atteinte).

On remarque que le COP de la machine augmente avec la température du générateur et la diminution de la température extérieure (ambiante), ex. pour une température ambiante de 34°C, le COP atteint une valeur maximale de 0,73 pour une température d'eau chaude de 104 °C. L'augmentation de cette dernière en maintenant une température extérieure constante causera des problèmes de cristallisation ce qui impose un arrêt total de la machine (traduit par un COP nul au-delà de cette température), par contre, l'augmentation de la température ambiante en maintenant une température d'eau chaude constante, causera une diminution du COP ainsi que les performances du système.

Un système de régulation doit être installé afin d'assurer et de contrôler la température d'entrée au générateur en fonction des conditions extérieures (température ambiante), ex. si la température extérieur est de l'ordre de 34-36 °C, la température de l'eau chaude injectée dans le générateur doit être entre 90 et 104 °C, l'augmentation ou la chute de la température ambiante résulte respectivement de l'augmentation ou la chute de la température de l'eau chaude afin d'éviter tous problèmes de sous-dimensionnement ou de cristallisation dans la machine.

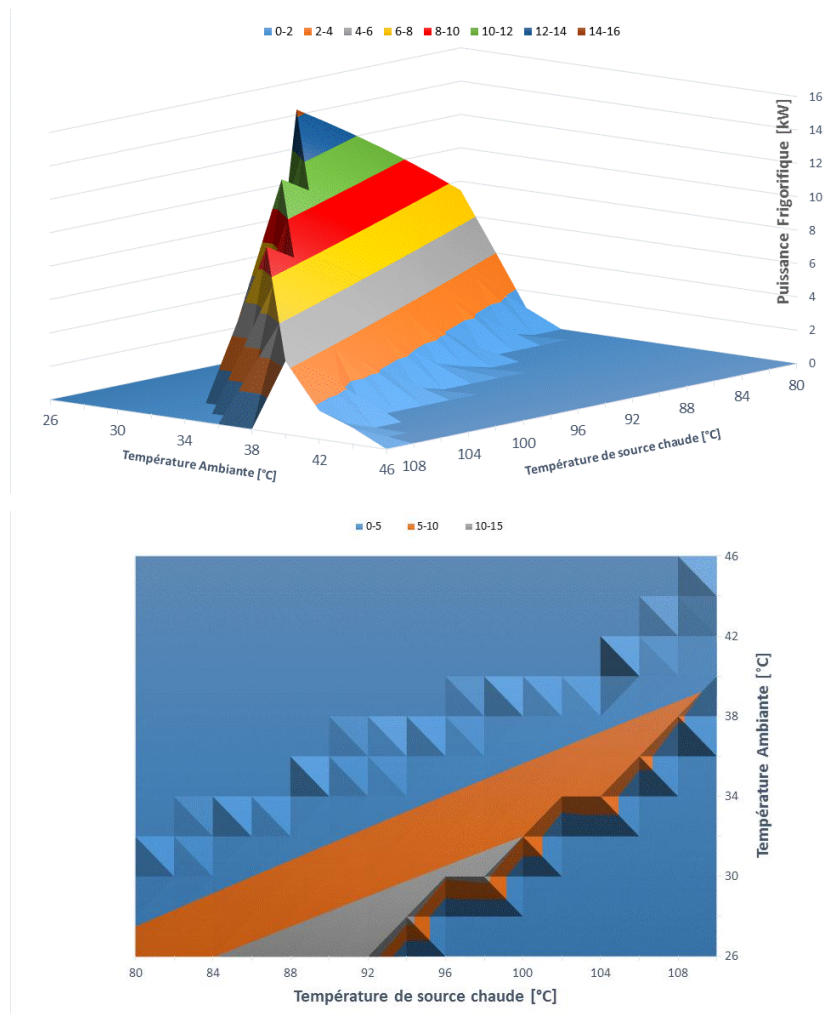




**Figure.3.6** : Variation du COP du cycle à absorption simple effet en fonction des températures de l'air ambiant et de la source chaude pour une température de l'eau glacée de 7°C.

La figure.3.7 représente la variation de la puissance frigorifique produite par la machine à absorption en fonction de la température du générateur et de la température ambiante (ou externe) pour une eau glacée de 7°C. Chaque surface représente un intervalle de puissance frigorifique produite, cette dernière est limitée par des zones nulles qui sont identiques à celles de la figure.3.6 et sont dues aux mêmes causes. La zone de production de froid s'étend sur la diagonale de la figure.3.7. On remarque clairement que la machine est capable d'atteindre facilement des puissances frigorifiques allant de 5 à 10 kW (la zone la plus dominante).

Une puissance frigorifique maximale de 14,32 kW est produite dans des conditions de températures d'eau chaude et ambiante de 92 et 26 °C respectivement, au-delà de cette température, la puissance frigorifique s'annule (arrêt total de la machine) à cause des limites de cristallisation. On remarque aussi que les puissances sont presque nulles en allant à des températures ambiantes plus de 40 °C, ce comportement peut poser des problèmes si on désire installer cette machine dans des milieux à fortes températures ambiantes, ce qui exige de meilleures méthodes de refroidissement (pour l'absorbeur/condenseur).

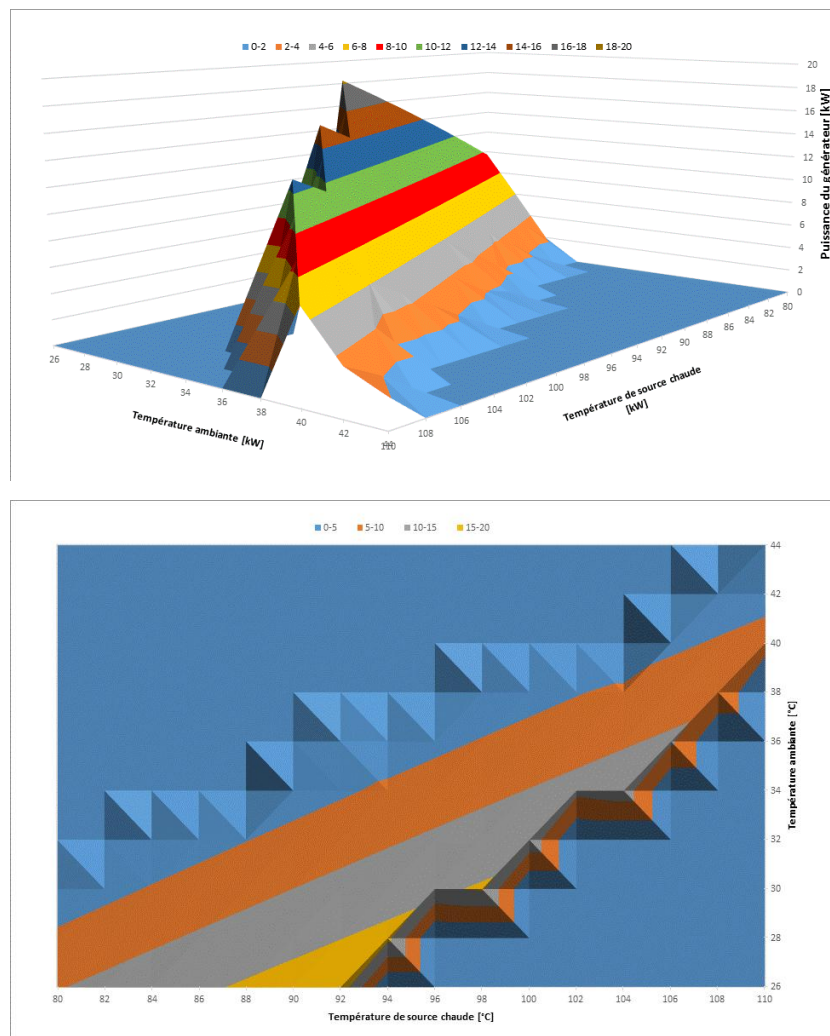


**Figure.3.7 :** Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.

La figure.3.8 représente la variation de la puissance thermique du générateur en fonction de la température de la source chaude et de la température ambiante

pour une production d'eau glacée à 7°C. Chaque puissance est représentée par une surface correspondante qui s'étend sur la diagonale de la figure.3.8. Les limites des zones nulles (non fonctionnement et de cristallisation) sont identiques à celles des figures précédentes, tandis que les surfaces correspondantes aux puissances de 5 à 15 kW dominent la zone de fonctionnement de la machine.

La puissance du générateur maximale est de 18,26 kW et est atteinte à la température d'eau chaude et ambiante de 92 et 26 °C respectivement. En revanche, en augmentant la température ambiante, la puissance du générateur diminue et les performances de la machine (puissance frigorifique, COP) diminuent aussi, voir figure.3.8.



**Figure.3.8 :** Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.

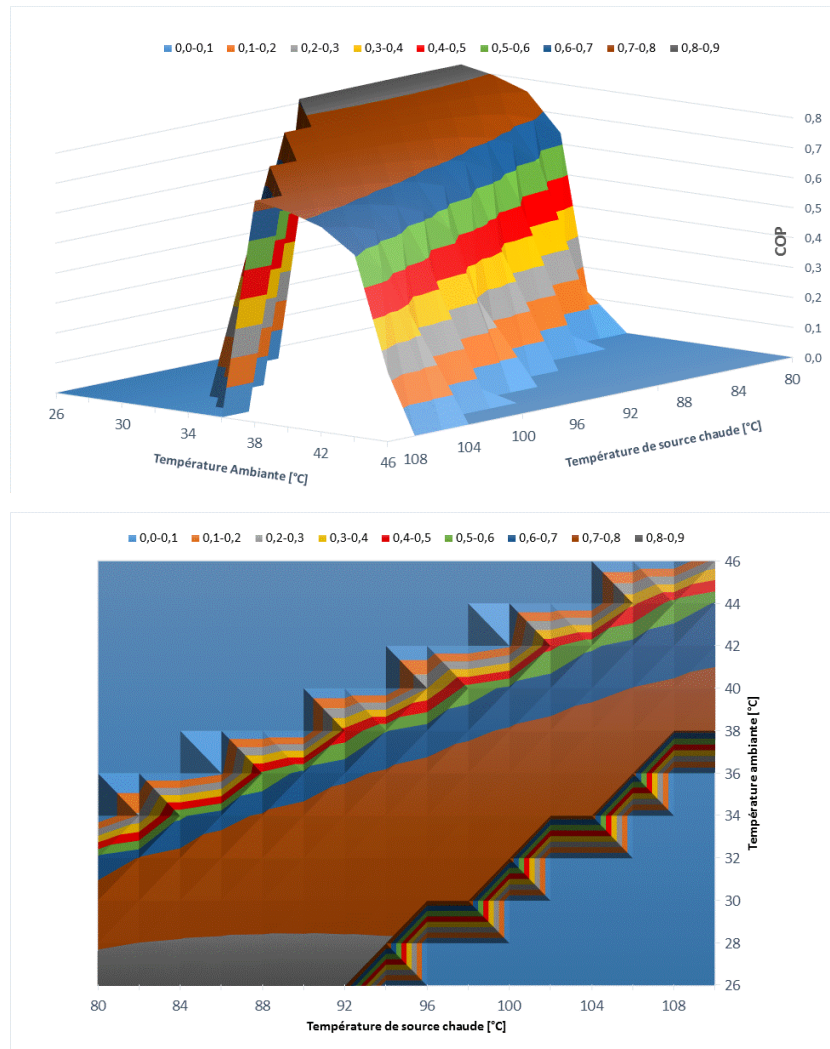
✓ Production d'eau glacée de 12°C de température

La figure.3.9 représente la variation du coefficient de performance en fonction de la température de source chaude et ambiante (extérieure) pour une eau glacée de 12 °C de température. Pareille aux figures précédentes, la zone de fonctionnement de la machine s'étend sur la diagonale de la figure, limitée par la température ambiante et celle de la source chaude.

La partie supérieure représente le non-fonctionnement de la machine causé par l'insuffisance de la température du générateur, tandis que la partie inférieure est nulle à cause du phénomène de cristallisation de la solution Eau-LiBr à l'entrée de l'absorbeur.

On remarque clairement que pour une certaine température ambiante, le COP augmente en augmentant la température du générateur jusqu'à atteindre sa valeur maximale, après cette valeur, le COP s'annule (arrêt total de la machine) pour éviter les problèmes de cristallisation. Pour cette raison, un système de régulation doit être installé dans le système afin de maintenir le fonctionnement du système dans une plage de température bien définie. Voir figure.3.9.

On remarque que pour une plage de fonctionnement de la machine à absorption correspondante à des COP entre 0,7 et 0,8, la surface de fonctionnement est plus importante que celle correspondante à 7°C d'eau glacée, voir figure.3.6, en effet, en augmentant la température d'eau glacée de 7 à 12°C, la puissance frigorifique augmente ce qui permet que le coefficient de performance augmente, voir équation (2.22). Ce comportement prolonge la zone de fonctionnement des machines à absorption pour supporter des températures ambiantes plus importantes pour des COP acceptables.

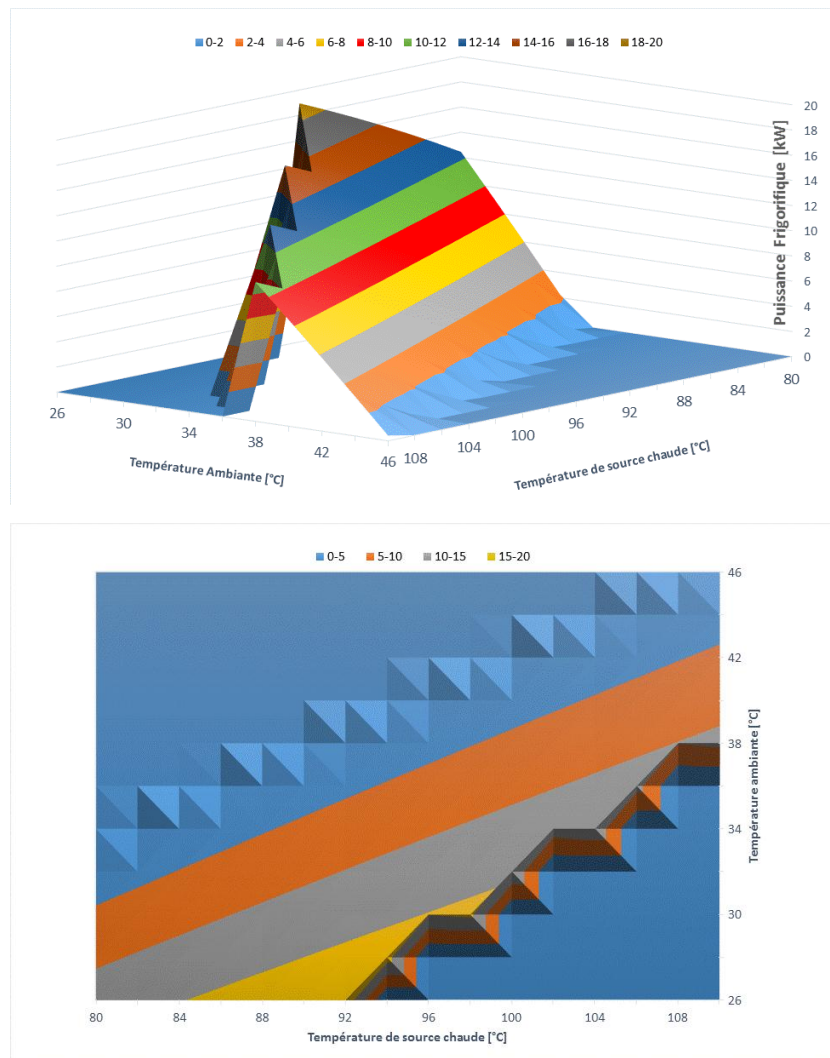


**Figure.3.9** : Variation du COP du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.

La figure.3.10 représente la variation de la puissance frigorifique en fonction de la température du générateur et de la température ambiante pour une eau glacée de 12 °C. On note que la plage de fonctionnement s'étend sur la diagonale de figure, et les zones nulles (insuffisance de la puissance du générateur/cristallisation) sont identiques à celles de la figure.3.9.

La puissance frigorifique maximale atteinte par le système à absorption est de 18,95 kW pour des températures d'eau chaude/extérieure de 92 et 26 °C respectivement, cette puissance s'annule en augmentant la température de la source chaude à cause des problèmes de cristallisation de la solution LiBr-Eau.

On remarque aussi que le fonctionnement de la machine sous des températures d'eau glacée de 12°C s'étend pour atteindre des températures de fonctionnement extérieures plus importantes et assurer un fonctionnement dans des conditions plus défavorables que pour la production d'eau glacée de 7 °C, (voir figure.3.7). L'augmentation de la température d'évaporation fait augmenter la puissance frigorifique pour atteindre des puissances plus importantes sous des conditions de température ambiante défavorables. De la figure.3.10 on peut constater que la surface correspondant à une puissance frigorifique de 5 à 15 kW est plus large que celle de la figure.3.7.

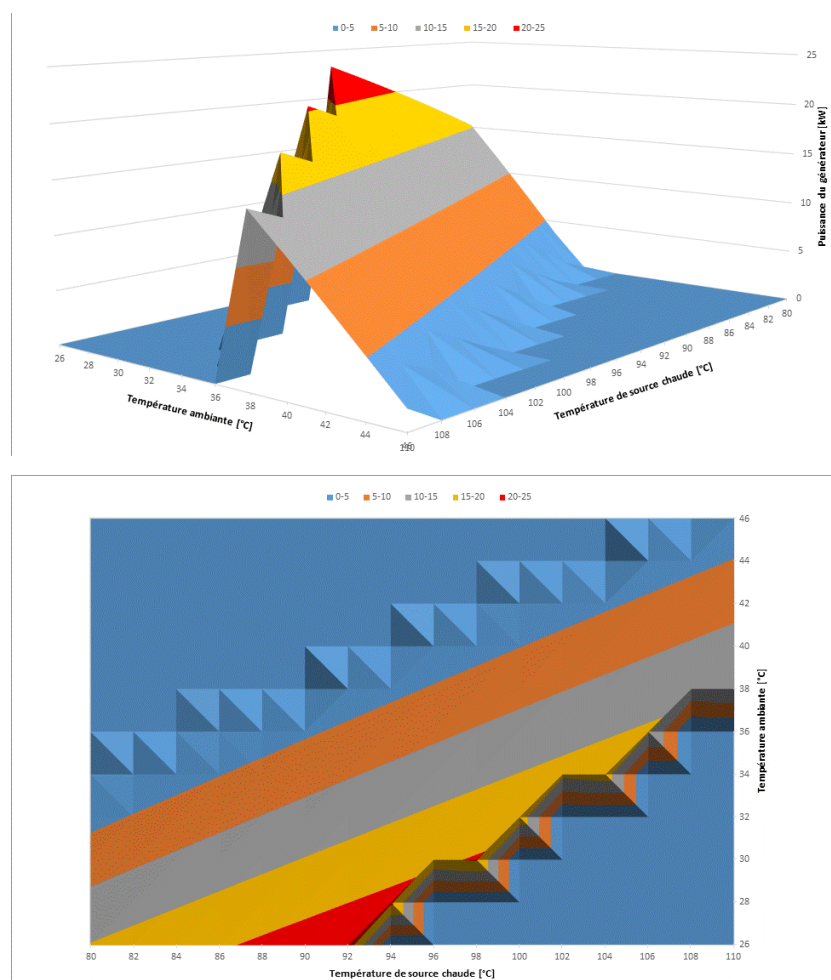


**Figure.3.10** : Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.

La figure.3.11 présente la variation de la puissance thermique du générateur en fonction de la température chaude et ambiante pour une température d'eau

glacée de 12 °C. La plage de fonctionnement de la machine s'étend sur la diagonale de la figure. Toutes les puissances sont représentées par des surfaces correspondantes et la puissance du générateur est à son maximum de 23,3 kW pour des températures d'eau chaude et extérieure de 92 et 26 °C respectivement. L'augmentation de la température ambiante ou la diminution de la température du générateur conduit à une chute des performances du système.

Le fait d'augmenter la température d'évaporation permet à l'évaporateur de produire plus de vapeur, par bilan massique, cette dernière doit être évacuée par le générateur sous forme de vapeur surchauffée, par conséquent, plus d'énergie requise par ce dernier.



**Figure.3.11** : Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption simple effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.

Comme observé sur les figures précédentes, la puissance frigorifique qui correspond à un COP supérieur à 0,6 variait de 14,3 à 4,3 kW pour un

fonctionnement avec une eau glacée de 7 °C et de 18 à 3 kW pour un fonctionnement avec une eau glacée de 12 °C. En ce qui concerne l'effet de la température de l'air ambiant sur les performances de la machine à absorption, l'augmentation de la température ambiante de 30 à 40 °C cause une réduction des performances de la machine à absorption simple effet, soit de 15% pour le coefficient de performance et une réduction de 63% dans la puissance frigorifique de la machine pour la production de l'eau glacée à une température de 7°C, et de 9% et 48%, respectivement, pour la production d'eau glacée à 12 °C.

### 3.5.2 Effet des paramètres extérieurs sur les performances de la machine Broad

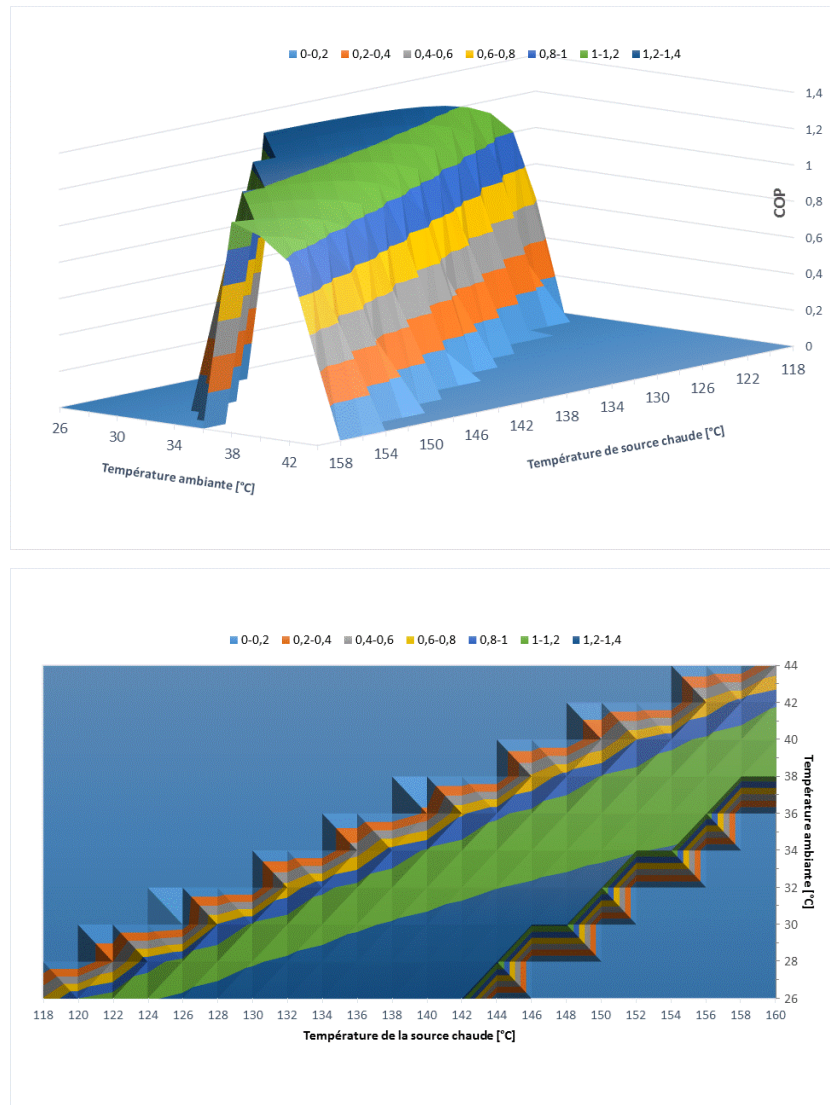
#### ✓ Production d'eau glacée de 7°C de température

La figure.3.12 représente la variation du coefficient de performance de la machine à absorption double effet (*Broad*) en fonction de la température ambiante et de la source chaude pour la production d'eau glacée à 7 °C. La zone de fonctionnement de la machine s'étend sur la diagonale de la figure, limitée par la température ambiante et celle de la source chaude.

La partie supérieure nulle représente le non-fonctionnement de la machine causé par l'insuffisance de la température chaude, tandis que la partie inférieure droite à cause des problèmes de cristallisation à l'entrée de l'absorbeur.

On remarque clairement que pour une température ambiante fixe, le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur jusqu'à atteindre sa valeur maximale de 1,28 qui correspond à la température ambiante de 26 °C et celle de la source chaude de 142 °C. Après cette valeur, le COP s'annule (arrêt total de la machine) à cause des problèmes de cristallisation qui interviennent dus aux températures trop élevées du générateur. Pour cette raison, il est toujours conseillé d'utiliser ces chartes pour programmer un système de régulation dans le but de maintenir un fonctionnement du système dans une plage de température de source chaude bien définie en fonction des conditions externes. Voir figure.3.12.



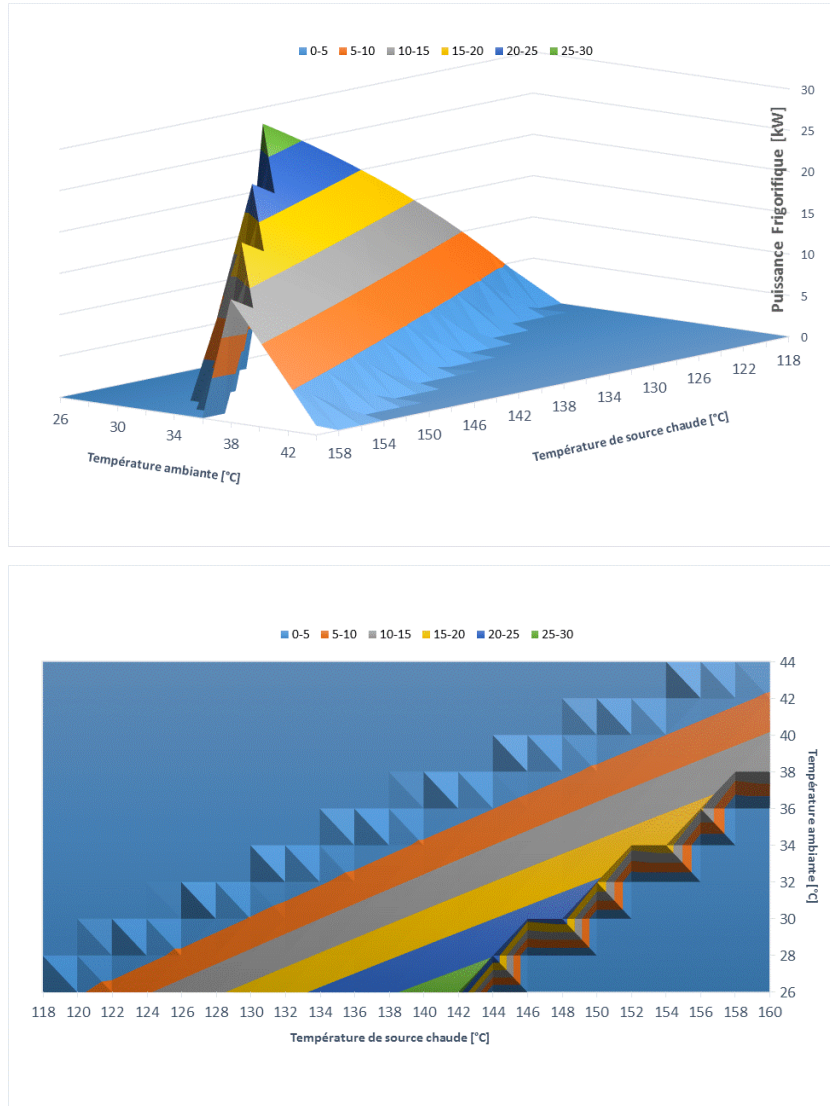


**Figure.3.12** : Variation du COP du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.

La figure.3.13 présente la variation de la puissance frigorifique en fonction de la température ambiante et celle de la source chaude pour la production d'une eau glacée de 7 °C. On note que la plage de fonctionnement s'étend sur la diagonale de figure, et les zones nulles (insuffisance de la puissance du générateur/cristallisation) sont identiques à celles de la figure précédente.

La puissance frigorifique atteint son maximum pour une température ambiante de 26°C et pour une température de la source chaude de l'ordre de 142 °C. Par conséquent, cette valeur est située dans les limites de cristallisation, pour cela, un fonctionnement plus sûr est situé au milieu de la plage de fonctionnement,

c.à.d. pour une journée relativement chaude de 32°C, une puissance frigorifique de 16,88 kW est obtenue pour une température de source chaude de 146 °C, voir figure.3.13.

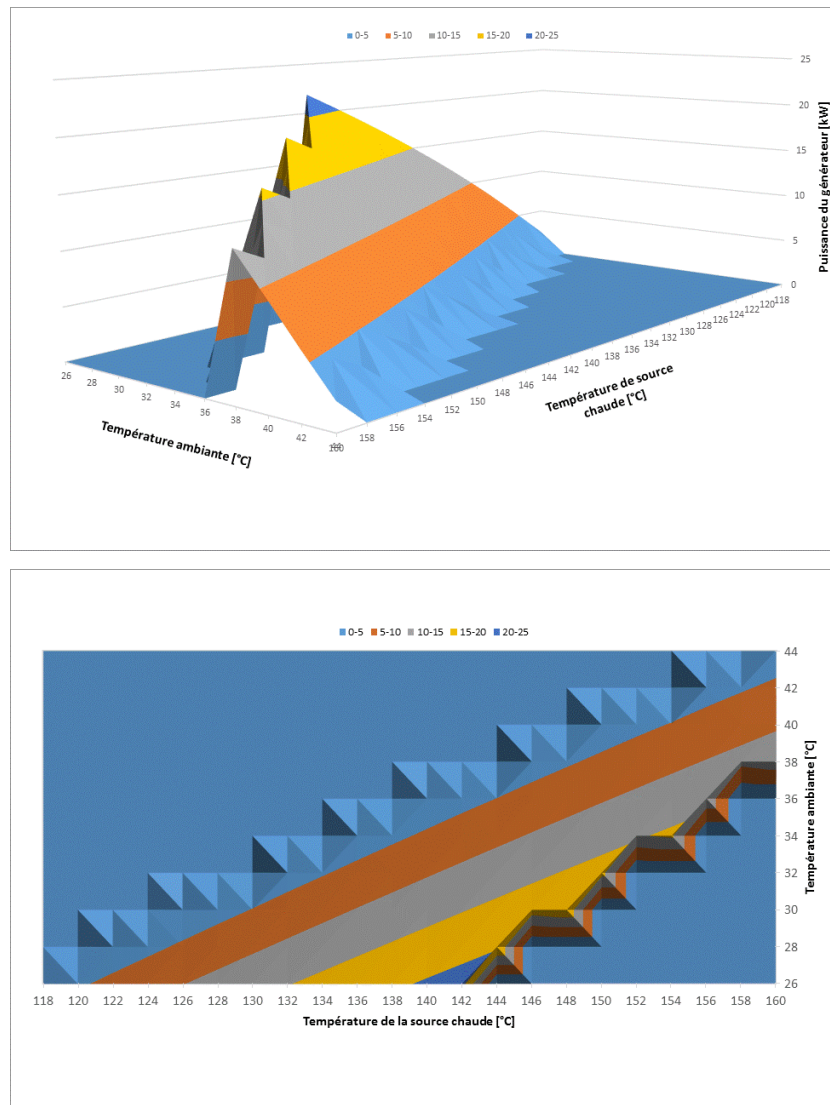


**Figure.3.13 :** Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.

La figure.3.14 représente la variation de la puissance thermique du générateur en fonction de la température de la source chaude et la température ambiante pour une eau glacée de 7 °C. La plage de fonctionnement de la machine s'étend sur la diagonale de la figure.3.14.

La puissance du générateur est à son maximum, à savoir, 21 kW pour des températures de source chaude et ambiante de 142 et 26 °C respectivement. L'augmentation de la température ambiante ou la réduction de la température du générateur conduit à une chute des performances du système.

On note que la puissance thermique requise par le générateur du système à absorption double effet est plus importante que celle du système à simple effet, cette variation est due aux températures de fonctionnement élevées et au fait d'être caractérisé par un effet double.



**Figure.3.14 :** Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 7 °C.

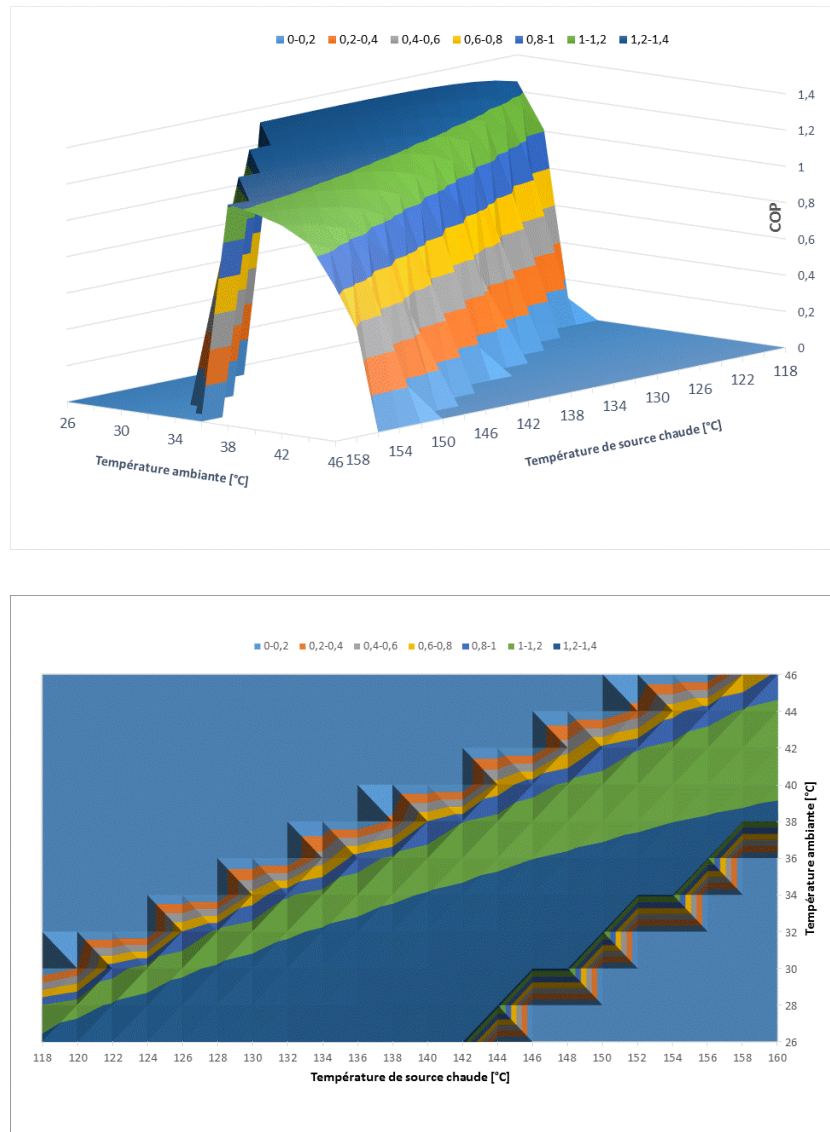
✓ Production d'eau glacée de 12°C de température

La figure.3.15 représente la variation du coefficient de performance en fonction de la température ambiante et celle de la source chaude pour la production d'eau glacée à 12 °C. La zone de fonctionnement de la machine s'étend sur la diagonale de la figure, limitée par la température ambiante et celle de la source chaude.

La partie supérieure nulle représente le non-fonctionnement de la machine causé par l'insuffisance de la température de la source chaude, tandis que la partie inférieure droite à cause des problèmes de cristallisation de la solution Eau-LiBr à l'entrée de l'absorbeur.

On remarque clairement que les performances de notre machine sont en relation directe avec la température ambiante et celle de la source chaude. En maintenant une température ambiante de 34°C, le COP augmente en augmentant la température du générateur jusqu'à atteindre sa valeur maximale de 1,25 pour une température de source chaude de 154°C, après cette valeur, le COP s'annule (arrêt total de la machine) à cause des problèmes de cristallisation dus au gradient de température.

Comparant les surfaces correspondantes à un fonctionnement pour des COP entre 1,2 et 1,4, on remarque que ces dernières sont plus importantes que celles pour la production de l'eau glacée à 7°C, voir figure.3.12. Ce comportement est identique à celui du système à simple effet et est dû aux mêmes causes.



**Figure.3.15** : Variation du COP du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.

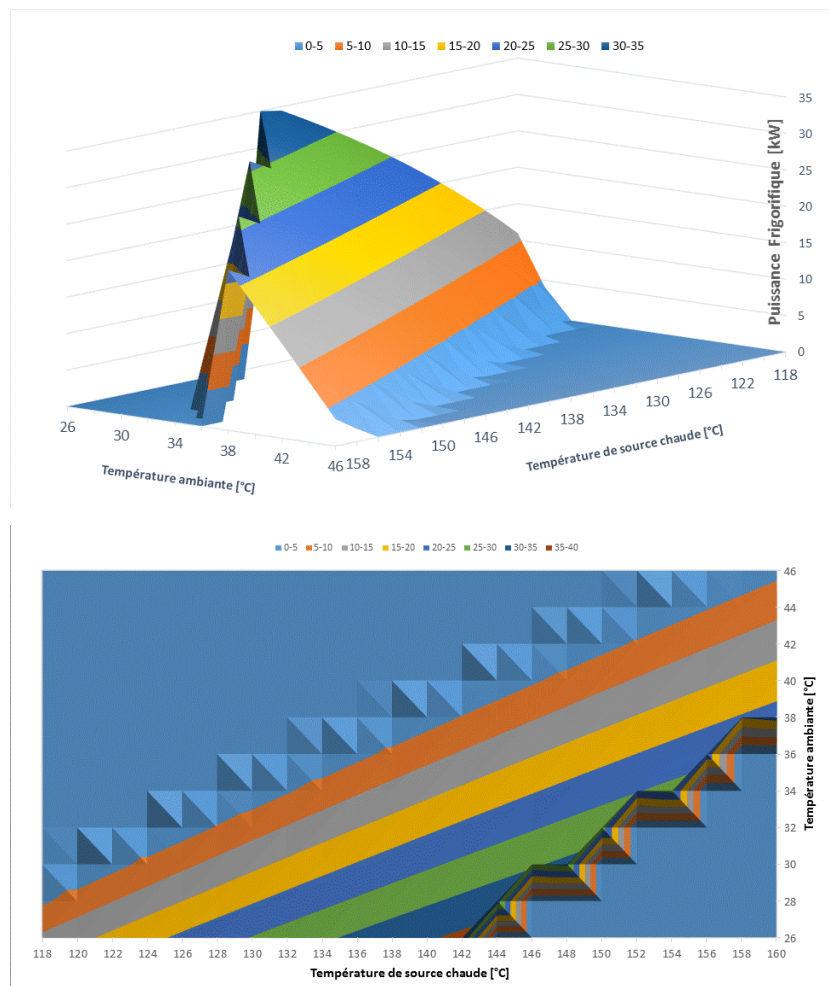
La figure.3.16 représente la variation de la puissance frigorifique en fonction de la température ambiante et de la source chaude pour la production d'une eau glacée à 12 °C. On note que la plage de fonctionnement s'étend sur la diagonale de la figure, et les zones nulles (insuffisance de la puissance du générateur/cristallisation) sont identiques à celles de la figure précédente.

On peut constater que les surfaces correspondantes aux puissances frigorifiques sont plus importantes que celles pour la production de l'eau glacée à 7°C. La zone de fonctionnement du système pour une puissance frigorifique allant

de 15 à 20 kW est plus importante que celle de la figure.3.13, ce comportement est identique à celui observé dans le système à simple effet.

La puissance frigorifique maximale atteinte par le système à absorption est de 36,09 kW pour des températures de source chaude et ambiante de 142 et 26 °C respectivement. Cette puissance diminue avec l'augmentation de la température du milieu extérieur.

On remarque que le fonctionnement de la machine sous des températures d'eau glacée de 12°C s'étend pour attendre des températures de fonctionnement plus importantes et assure un fonctionnement dans des conditions plus défavorable que pour une température de 7 °C.

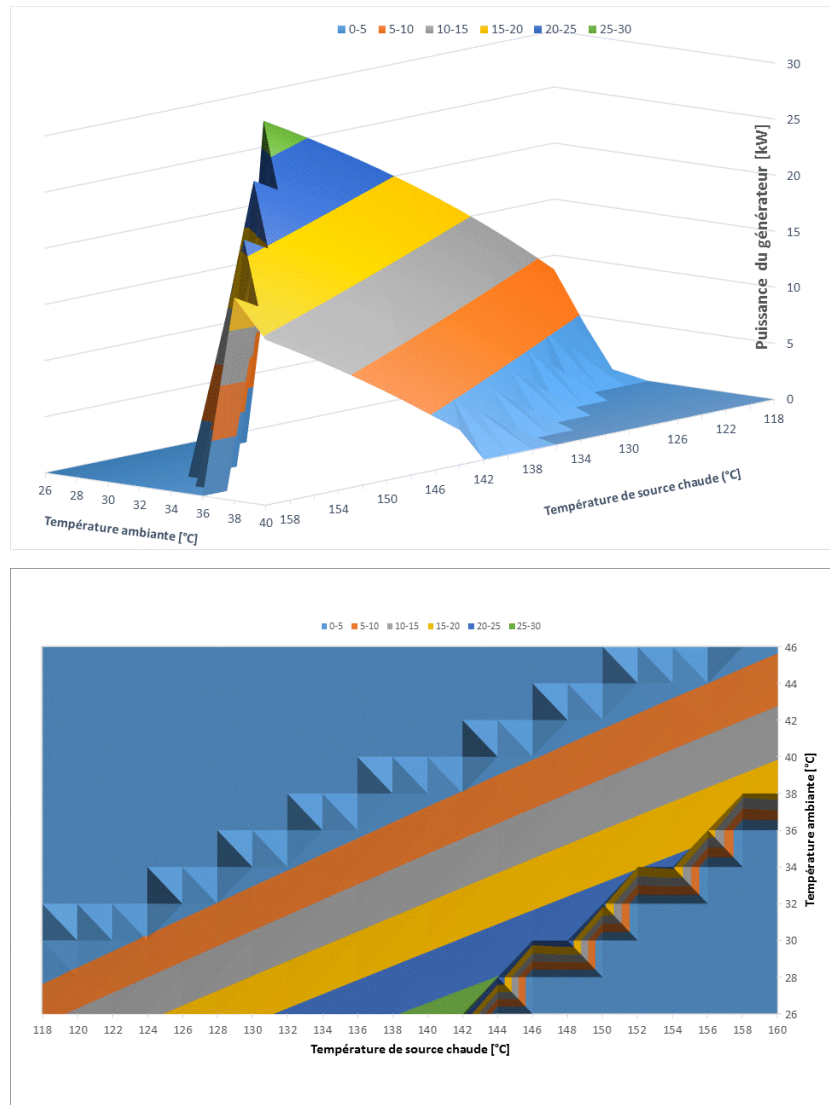


**Figure.3.16 :** Variation de la puissance frigorifique du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.

La figure.3.17 présente la variation de la puissance thermique du générateur en fonction de la température de la source chaude et la température ambiante pour la production d'eau glacée de 12 °C de température. La plage de fonctionnement de la machine s'étend sur la diagonale de la figure.3.17.

La puissance échangée par le générateur est fonction de la température de la source chaude et ainsi de la température du milieu ambiant. Cette dernière est à son maximum de 27,34 kW pour des températures de source chaude/extérieure de 142 et 26 °C respectivement. L'augmentation de la température ambiante ou la réduction de la température du générateur entraînent une chute des performances du système.

Comparant à la figure.3.14, la plage de fonctionnement de la machine pour une production d'eau glacée de 12°C s'étend vers des températures ambiantes beaucoup plus importantes que celles de 7°C d'eau glacée. Quand l'évaporation se fait à des températures relativement élevées, le système peut s'adapter à des milieux plus agressifs en température.



**Figure.3.17** : Variation de la puissance du générateur du cycle à absorption double effet en fonction des températures d'air ambiant et de la source chaude pour une température d'eau glacée de 12 °C.

Ce qu'on doit retenir des résultats de l'étude paramétrique de la machine à absorption double effet c'est le fait de maintenir un COP supérieur ou égale à 1,0, la plage de la température ambiante permettant le bon fonctionnement de notre système était de 30 à 40 °C pour la production d'eau glacée à 7 °C et de 30 à 44 °C pour la production d'eau glacée à 12 °C. Cette conclusion supporte le fait qu'on augmentant la température de l'eau glacée désirée, le système permet un fonctionnement dans des conditions de température extérieurs (condenseur et absorbeur) plus souples et plus larges.



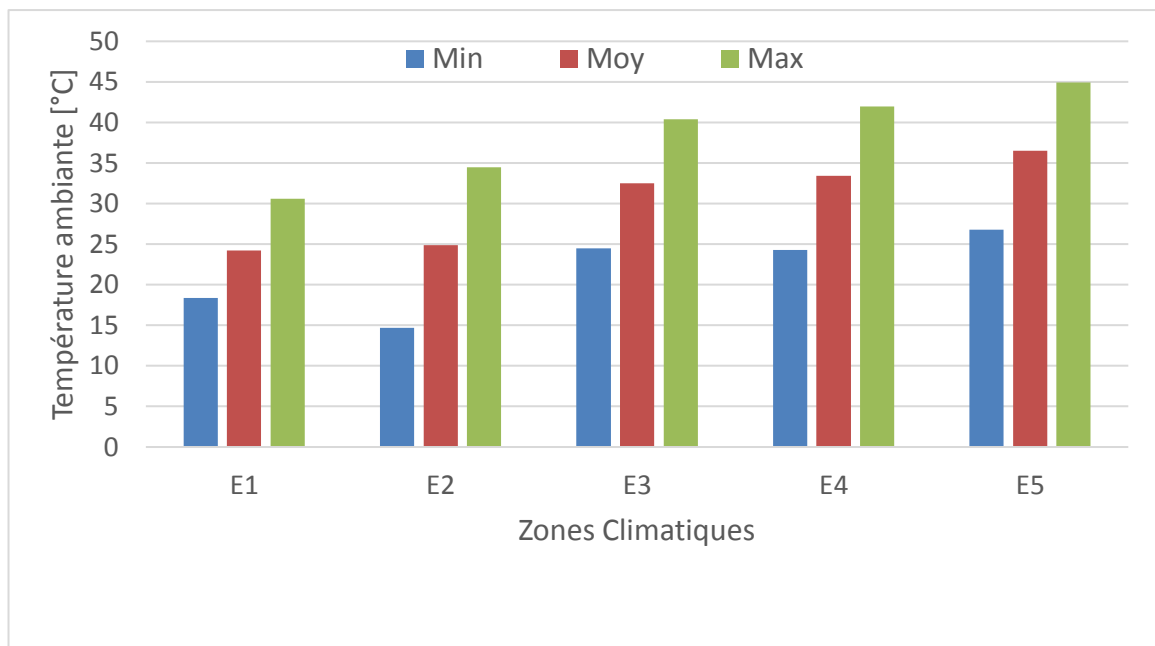
On peut aussi dire que la puissance frigorifique qui a enregistré un COP supérieure à 1,0 variait de 23 à 10 kW pour la plage de température d'air ambiant de 30 à 40°C correspondant à l'eau glacée à 7 °C et de 31 à 8 kW pour une plage de température ambiante de 30 à 44°C correspondant à de l'eau glacée à 12 °C.

De plus, en augmentant la température ambiante de 30 à 40 °C, le coefficient de performance et la puissance frigorifique de la machine à absorption vont chutés respectivement de 11% et 56% pour de l'eau glacée à 7 °C et de 8% et 44% respectivement, pour de l'eau glacée à 12 °C. D'après ces chiffres, on constate qu'une simple variation de température ambiante (du condenseur et d'absorbeur) peut nous couter de grosses pertes en matière de puissance frigorifique.

### 3.6 Application au zones climatiques Algériennes

Dans cette partie, l'étude du comportement thermique des deux machines à absorption, à savoir, simple et double effet, dans les différentes conditions météorologiques des cinq zones climatiques Algériennes (en choisissant la classification du CNERIB 1993 [47]) est présentée.

Le choix de la classification CNERIB 1993 est dû au fait de la disponibilité des données climatiques d'éclairement solaire et de température ambiante pour une moyenne de 10 ans continues (réalisé par l'ONM [48]). La figure ci-dessous nous présente la température ambiante (minimale, moyenne et maximale) pour les cinq zones climatiques algériennes [48] :



**Figure.3.18** : Température ambiante en fonction des zones climatiques algériennes pour (ONM [48])

La figure.3.18 représente la variation de la température ambiante minimale, maximale et moyenne pour les différentes zones climatiques de l'Algérie. On note que les régions caractérisées par une forte température ambiante sont les régions Sud du pays, à savoir les zones E3, E4 et E5, où la température maximale dépasse les 40 °C.

L'avantage majeur des systèmes de climatisation solaire c'est que la demande en froid coïncide avec la disponibilité de l'éclairement solaire. Par contre,

et d'après les résultats précédentes, un système de climatisation par absorption fonctionnant par le couple binaire Eau-LiBr ne peut supporter de fortes températures ambiantes à cause des problèmes de cristallisation de la solution, ce qui limitera l'utilisation de ce type de machine (soit simple ou double effet) dans de telles zones climatiques.

Des solutions à ce problème sont proposées comme travailler avec de nouveaux fluides binaires afin d'améliorer la plage de fonctionnement pour supporter des températures ambiantes beaucoup plus importantes. D'autres solutions sont présentées à la fin de ce chapitre.

### 3.6.1 Etude des performances de la machine Yazaki simple effet sous climat algérien

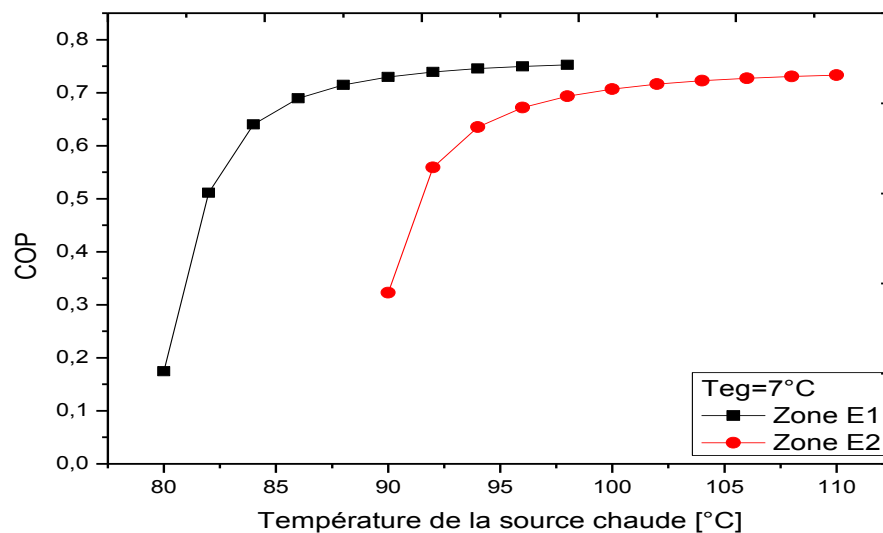
La faisabilité opérationnelle et les performances de deux machines frigorifiques commerciales à absorption Eau-LiBr de petite puissance sont présentées ici pour chacune des cinq zones climatiques algériennes. Deux valeurs ont été envisagées pour la température de l'eau glacée, à savoir 7 et 12 °C. La température de condensation a été implicitement obtenue à partir de la température maximale de l'air ambiant de chaque zone climatique (cas le plus défavorable) qu'on ajoute un écart de température relié à la qualité de l'échangeur (7 °C pour le condenseur/absorbeur et 3°C pour l'évaporateur/générateur) voir tableau.3.1.

Les figures.3.19 jusqu'à 3.26 présentent le coefficient de performance ainsi que la puissance frigorifique obtenus par les deux machines à absorption simple et double effet sous les conditions thermiques des cinq zones climatiques algériennes et pour la production d'une eau glacée de 7 et 12°C de température.

Pour un fonctionnement à une température d'eau glacée de 7°C, La figure.3.19 présente la variation du coefficient de performance de la machine à absorption simple effet en fonction de la température d'eau chaude pour les 5 zones climatiques de l'Algérie. Dans ces conditions, le système fonctionne normalement pour les zones E1 et E2 avec un COP maximal de 0,75. Dans la première zone (E1), on atteint un régime quasi-statique à partir d'une température d'eau chaude de 90 °C jusqu'à 98 °C, après cette valeur, des problèmes de cristallisation

interviennent. Par contre, pour la zone E2, le régime quasi-statique est établi à partir d'une température d'eau chaude de 100 à 110°C.

L'augmentation de la température de l'eau glacée de 7 à 12°C dans les deux premières zones climatiques permet au COP de se stabiliser et d'atteindre un régime quasi-statique plus facilement et pour des températures de source chaude relativement faibles, voir figure.3.20.

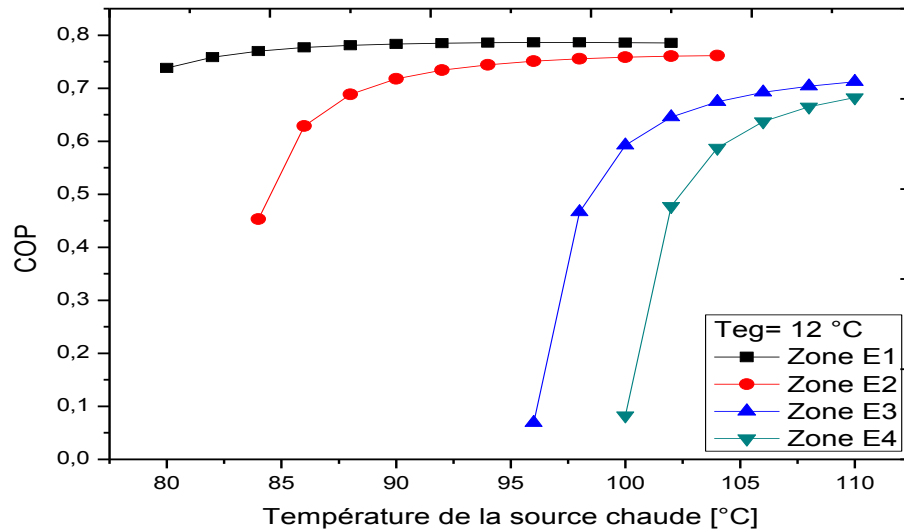


**Figure.3.19** : Variation du COP de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.

Il convient de noter que la machine à absorption était capable de produire de l'eau glacée à 7 °C dans les zones climatiques E1 et E2 avec un COP de 0,72 et 0,70 correspondant à des températures de source chaude de 90 ° C et 100 ° C respectivement (Figure.3.19).

Cependant, cette machine n'était pas capable de produire de l'eau glacée à 7 °C sous des températures élevées de l'air ambiant (40 à 45 °C) dans les zones climatiques E3, E4 et E5. Cela est dû à des problèmes de cristallisation ou à un très faible COP. Pour surmonter cette limitation, la température de l'eau glacée a été portée à 12 °C afin que le système à absorption puisse fonctionner dans les conditions climatiques des zones E3 et E4, par conséquent, des COP de 0,71 et

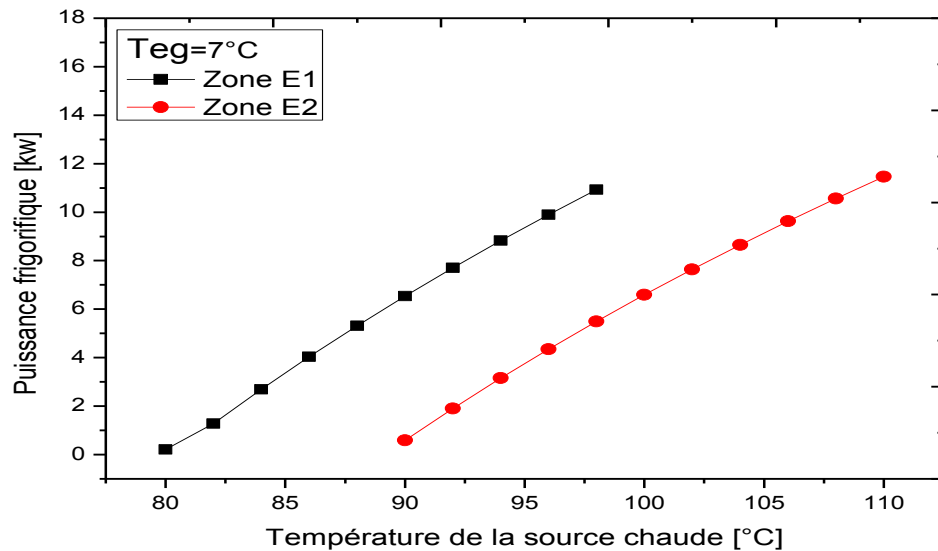
0,68 ont été obtenus pour les deux zones respectivement pour une température de source chaude de 110 ° C, voir figure.3.20.



**Figure.3.20** : Variation du COP de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.

Une puissance frigorifique de 6,5 kW a été obtenue pour les zones climatiques E1 et E2 à des températures de source chaude respectives de 90 et 100 °C et une température d'eau glacée de 7 °C, voir figure.3.21. Cela représente environ 37% de la capacité de climatisation nominale et était dû à l'échange thermique indirect dans l'absorbeur et le condenseur considéré dans le présent travail. Ce mode de refroidissement fait augmenter significativement les températures de l'absorbeur et du condenseur.

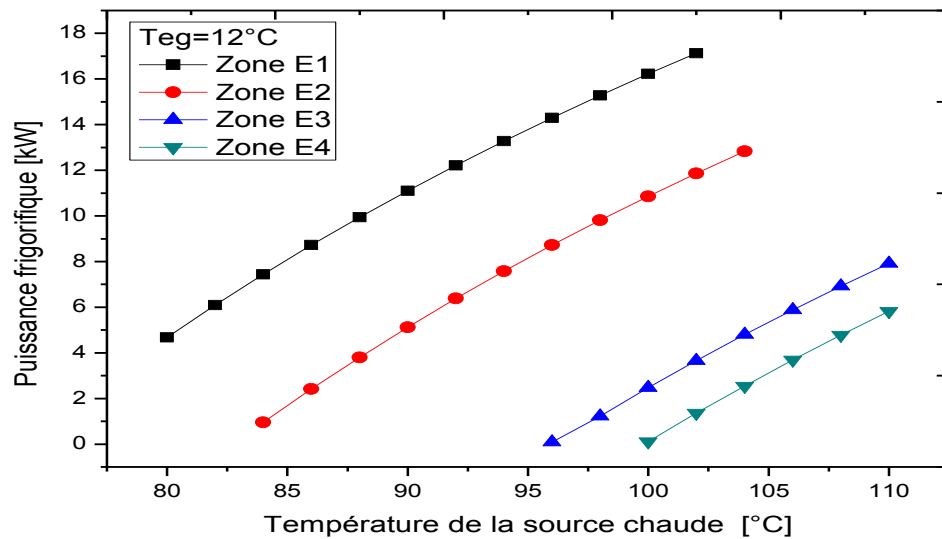
A une température de source chaude entre 98°C et 110°C, les puissances frigorifiques étaient respectivement de 11 et 11,45 kW pour les deux zones climatiques E1 et E2, c.à.d. respectivement 62% et 65% de la valeur nominale de la machine Yazaki (à savoir 17,6 kW).



**Figure.3.21** : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.

En augmentant la température de l'eau glacée à 12 °C (figure.3.22), la puissance frigorifique de la machine fonctionnant dans les zones climatiques E1 et E2 est augmentée de 5% et 12%, respectivement. De plus, des puissances frigorifiques de 7,9 et 5,8 kW ont été obtenues respectivement dans les zones climatiques E3 et E4, en appliquant une température de source chaude de 110 °C, soit 45% et 33% de la puissance frigorifique nominale.

Il est important de mentionner que le système à absorption à simple effet n'était pas capable de produire de l'eau glacée à 7 °C ni à 12 °C dans les conditions climatiques de la dernière zone E5. Cela est dû à la température élevée de l'air ambiant dans cette zone et à la dissipation thermique indirecte prise en compte dans le présent travail, qui ont toutes deux conduit à une augmentation de la température au niveau de l'absorbeur et du condenseur.

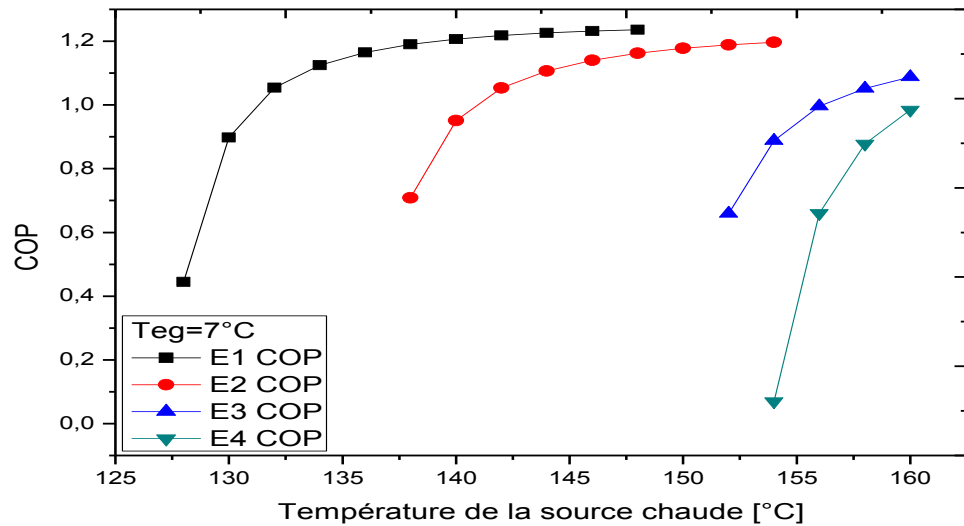


**Figure.3.22** : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption simple effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.

### 3.6.2 Etude des performances de la machine Broad double effet sous climat algérien

La variation du coefficient de performance (COP) et la puissance frigorifique en fonction de la température de la source chaude est présentée en figures.3.23 jusqu'à 3.26, pour le système à absorption double effet afin de produire une eau glacée de 7 et 12 °C de température.

De la figure.3.23 on constate que pour la production d'une eau glacée de 7 °C dans les deux premières zones climatiques, à savoir, E1 et E2, le coefficient de performance de la machine était de 1,20 et 1,17 pour des températures de source chaude de 140 °C et 150 °C, respectivement. Il est important de noter que, dans ce cas, la machine était également capable de fonctionner dans les zones E3 et E4 avec un COP supérieur à 1,0 pour une température de source chaude supérieure à 160 °C, voir figure.3.23.



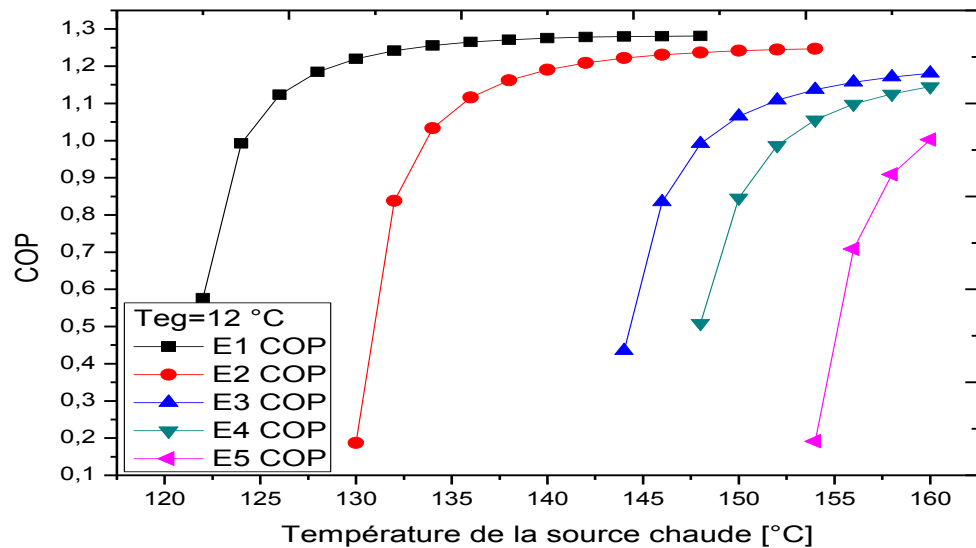
**Figure.3.23 :** Variation du COP de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.

Lorsqu'une température d'eau glacée de 12 °C est appliquée, la température de la source chaude requise pour entraîner la machine à absorption était inférieure d'environ 10 °C à celle de l'eau glacée à 7 °C et le coefficient de performance s'est également améliorée, voir figure.3.24.

Pour les deux zones climatiques E3 et E4, les valeurs du COP étaient de 1,15 et 1,14 à des températures de source chaude de 155 °C et 160 °C, respectivement. Cela confirme le fait qu'augmenter la température d'évaporation permet d'élargir la plage de température de fonctionnement et atteindre des performances acceptables sous des conditions climatiques relativement agressives.

En ce qui concerne la dernière zone climatique E5, la figure.3.24 nous montre l'incapacité du système à créer des performances acceptables dues aux conditions climatiques de cette zone.



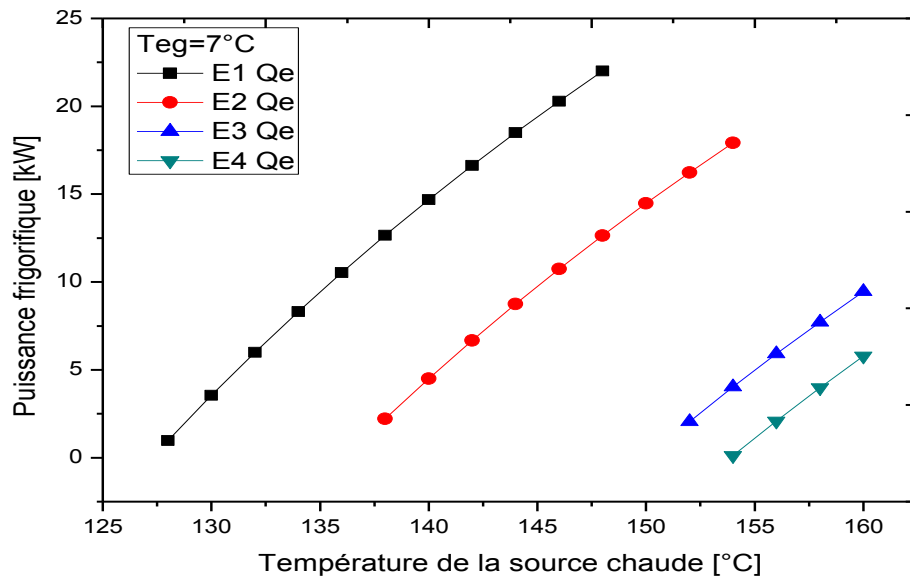


**Figure.3.24** : Variation du COP de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.

La variation de la puissance frigorifique de la machine *Broad* double effet sous les conditions météorologiques des cinq zones climatiques algériennes et en fonction de la source chaude est illustré dans la figure.3.25. Pour les deux premières zones climatiques, à savoir, E1 et E2, la puissance frigorifique de la machine atteint 14,6 kW à des températures de source chaude de 145 et 150 °C, respectivement, pour la production d'eau glacée de 7°C, voir figure.3.25.

Cette puissance frigorifique représentait environ 91% de la puissance nominale, ceci était dû au refroidissement indirect de l'absorbeur et du condenseur considéré dans le présent travail. La puissance frigorifique nominale, à savoir 16kW, est atteinte pour des températures de source chaude de 142 °C et 152 °C pour les deux zones climatiques E1 et E2 respectivement.

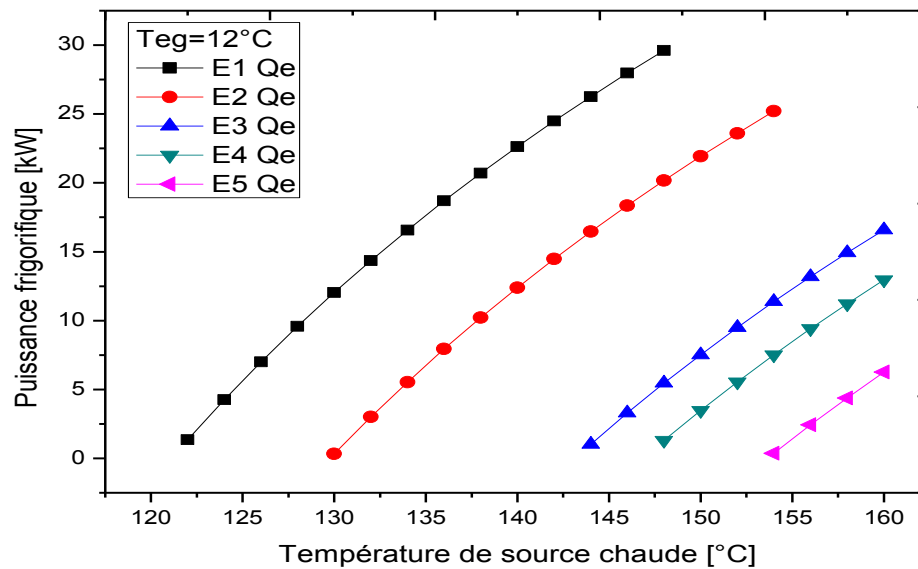
La puissance frigorifique développée par la machine à absorption dans les conditions climatiques des zones E3 et E4 était très inférieure à la valeur nominale, même pour des températures de source chaude élevées, avec une température de source chaude de 160 °C, les puissances frigorifiques de la machine étaient respectivement de 9,5 kW et 6 kW pour les deux zones climatiques E3 et E4, voir figure.3.25.



**Figure.3.25** : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 7°C.

En augmentant la température de l'eau glacée à 12 °C, la puissance frigorifique de la machine à absorption fonctionnant dans les zones climatiques E1 et E2 a augmentée de 38% et 32% respectivement, voir figure.3.26.

De plus, pour les zones climatiques E3 et E4, une puissance frigorifique de 13 kW a été obtenue pour des températures de source chaude de 155 et 160 °C, respectivement, soit 80% de la puissance nominale. Notamment, les puissances frigorifiques délivrées par la machine à absorption double effet étaient significativement supérieures à celles obtenues par la machine à absorption simple effet fonctionnant dans les mêmes conditions climatiques des deux zones E3 et E4.



**Figure.3.26** : Variation de la puissance frigorifique de la machine à absorption double effet en fonction de la température de la source chaude pour une eau glacée de 12°C.

En ce qui concerne la zone climatique E5, les résultats ont montré que ni les systèmes à absorption simple ni à double effet fonctionnant par le couple binaire Eau-LiBr n'étaient utilisables, soit en raison de la cristallisation de la solution Eau-LiBr, soit parce que l'efficacité était très faible vis-à-vis l'énergie thermique fournie. Dans les conditions thermiques de la cinquième zone climatique, l'absorbeur et le condenseur devaient travailler à des températures élevées, ce qui augmentait la concentration en sel de la solution concentrée dans le cycle à absorption et augmentait, par conséquent, le risque de cristallisation de la solution. Cette dernière admet une plage de solubilité très limitée, ce qui limite la plage des températures acceptables au niveau de l'absorbeur.

Pour surmonter cette limitation, les options suivantes pourraient être envisagées :

- ✓ Un échangeur de chaleur géothermique pourrait être utilisé pour dissiper la chaleur dégagée dans l'absorbeur et le condenseur. Il est bien connu qu'en été, la température du sol est inférieure à celle de l'air ambiant et cette température

reste presque constante tout au long de l'année à une profondeur donnée sous le niveau du sol. Par conséquent, dans les régions aux climats chauds et arides, cette couche sous le sol pourrait être utilisée comme puits thermique pour les systèmes de climatisation par absorption.

- ✓ Des études récentes ont montré que l'addition d'autres sels aux solutions aqueuses de LiBr peut améliorer significativement la solubilité de la solution. Toutefois, les critères de sélection d'un mélange de sels approprié ne devraient pas seulement tenir compte d'une augmentation de la plage de solubilité, mais aussi d'autres aspects du fonctionnement de la machine tels que la pression de vapeur, la viscosité, la corrosion et la stabilité thermique et chimique.

*Bourouis et al. (2005) [107 et 108] et Asfand et al. (2016) [109]* ont reporté que les systèmes fonctionnant par la solution quaternaire de sels (LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) est recommandée pour les cycles à absorption fonctionnant à des températures d'absorption et de condensation élevées. Ils ont également signalé que la solution de travail Eau-LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl est moins corrosive et sa température de cristallisation est d'environ 35°C inférieure à celle de l'Eau-LiBr. La présence de chlorure de lithium diminue la pression de vapeur, l'iodure de lithium et le nitrate de lithium améliorent la solubilité et le nitrate de lithium réduit la corrosion dans le système.

- ✓ D'autres études ont proposé le couple ammoniac-nitrate de lithium comme couple de travail pour les applications nécessitant des températures de fonctionnement élevées dans l'absorbeur et le condenseur des cycles à absorption.

*Zamora et al. (2014, 2015) [110 et 111]* ont rapporté que cette paire de travail permet de surmonter certains inconvénients des fluides de travail conventionnels. Parmi ces derniers, la cristallisation et les faibles pressions de fonctionnement pour les systèmes Eau-LiBr et la rectification de la vapeur de réfrigérant à la sortie du générateur pour les systèmes à ammoniac-eau. Les systèmes de climatisation par absorption utilisant le couple ammoniac-nitrate de Lithium pourraient également être activés par des sources de chaleur à basse température, tels que ceux destinés pour les applications de climatisation solaire.

Le tableau.3.2 résume les températures de fonctionnement ainsi que le coefficient de performance des systèmes à absorption simple et double effet sous les conditions météorologiques des cinq zones climatiques algériennes.

**Table.3.2** : Tableau récapitulatif des performances des deux machines à absorption dans les différents climats.

Zone Climatique	Température ambiante maximale [°C]	Température d'eau Glacée [°C]	Machine à absorption <b>Yazaki</b> Simple effet		Machine à absorption <b>Broad</b> Double effet		Recommandations
			Température de la source chaude [°C]	COP	Température de la source chaude [°C]	COP	
E1	30,6	7	90-98	0,75	146-148	1,23	
		12	88-100	0,78	146-148	1,28	
E2	34,5	7	110	0,73	154	1,19	
		12	104	0,76	150-154	1,24	
E3	40,4	7	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	
		12	110	0,71	160	1,18	
E4	42,0	7	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	
		12	110	0,68	160	1,14	
E5	44,9	7	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Refroidissement géothermal de l'Absorbeur et du condenseur</li> <li>• Utilisation de l'Eau-Mélange de sel comme fluide de travail, ex. Eau-LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl.</li> <li>• Utilisation des mélanges à base d'ammoniac, ex. NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>.</li> </ul>
		12	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	OP_OFF	

Le paramètre OP\_OFF (Operation-OFF) utilisé dans le tableau indique que l'utilisation du système n'est pas recommandée dans les conditions de fonctionnement correspondantes. Ceci est dû soit à la cristallisation de la solution Eau-LiBr, ou à cause de la puissance frigorifique insignifiante ainsi que du coefficient de performance COP.

### 3.6.3 Etude horaires des performances des systèmes à absorption dans les cinq zones climatiques

Dans cette partie, les performances thermiques des systèmes à absorption simple et double effet sont présentés pour les cinq zones climatiques de l'Algérie. Des données horaires de température ambiante pour chaque zone climatique ont été utilisées dans la simulation pour le calcul de la puissance frigorifique, de la puissance du générateur et du coefficient de performance du cycle à absorption.

#### ✓ Etude des performances de la machine Yazaki simple effet

Les figures.3.27 jusqu'à 3.31 présentent la variation de la température ambiante, de la puissance frigorifique, de la puissance du générateur et du COP pour le système à absorption Yazaki simple effet fonctionnant par le couple Eau-LiBr sous les conditions climatiques de cinq villes, correspondent chacune à une wilaya, choisies pour représenter les cinq zones climatiques de l'Algérie, à savoir :

- |   |         |
|---|---------|
| - Wilaya d' <b>Alger</b> (Dar El Beïda) et Bejaïa | zone E1 |
| - Wilaya de <b>Blida</b> et Annaba                | zone E2 |
| - Wilaya de <b>Djelfa</b> et Tébessa              | zone E3 |
| - Wilaya de <b>Hassi Messaoud</b> et Bechar       | zone E4 |
| - Wilaya de <b>Adrar</b> et Timimoun              | zone E5 |

Vu le volume des résultats, les wilayas choisies pour bien représenter les cinq zones climatiques E1, E2, E3, E4 et E5 sont respectivement Alger, Blida, Djelfa, Hassi-Messaoud et Adrar.

La période de simulation considérée dans cette étude correspond à la période estivale de l'année, à savoir du 1<sup>er</sup> Juin au 30 Septembre, (3626 au 6554 heures) à compter du 1<sup>er</sup> Janvier.

Vu la difficulté d'obtenir des données horaires de températures ambiantes des stations météorologiques, ces dernières ont été exploitées directement à partir de l'outil Meteonorm 7 pour une période d'enregistrement de 9 ans continues sur différents stations météorologiques algériennes. Il faut noter que les températures ambiantes utilisées dans cette partie sont des données horaires moyennes, contrairement aux données maximales utilisées dans l'étude précédente.

Un programme de simulation réalisé sous Matlab nous a permis de tracer la variation de la puissance frigorifique, la puissance du générateur, le COP et la température ambiante en fonction du temps pour les deux premières zones climatiques, à savoir, *Alger* et *Blida* (E1 et E2, respectivement), voir figures.3.27 et 3.28.

On note que la température ambiante forme une cloche avec des pics de température de 39,22 et 40,14 °C pour les deux premières zones climatiques respectivement, la période où on enregistre de fortes températures ambiantes est aux alentours de mois de Juillet et Août, soit les mois les plus chauds de l'année pour le climat méditerranéen d'après le rapport du CSTB [45]. Les puissances thermiques ainsi que le COP sont représentés par un nuage de points qui décrit le fonctionnement horaire de la machine à absorption simple effet.

Après avoir étudié le comportement des cycles à absorption simple effet fonctionnant par le couple Eau-LiBr, il devient clair que les performances thermiques de notre système sont influencées de façon directe par la température ambiante. Il est à noter que les figures.3.27 et 3.28 permettent d'estimer un taux de fonctionnement de 46 et 53 % par rapport à la période globale de fonctionnement pour les deux premières zones, respectivement, pendant la période estivale, cela est dû essentiellement à la durée de fonctionnement journalière de la machine qui est fixée à 7 h/Jour, et à la température de démarrage de la simulation, à savoir, de 25 à 50°C max.

La simulation sous les conditions de la ville d'*Alger* a été réalisée pour la production d'une eau glacée de 7°C et une température de source chaude de 90°C. On peut noter que le COP de la machine est quasi-constant et est autour de la valeur de 0,75 pour toute la période de fonctionnement, soit 88% de la période de

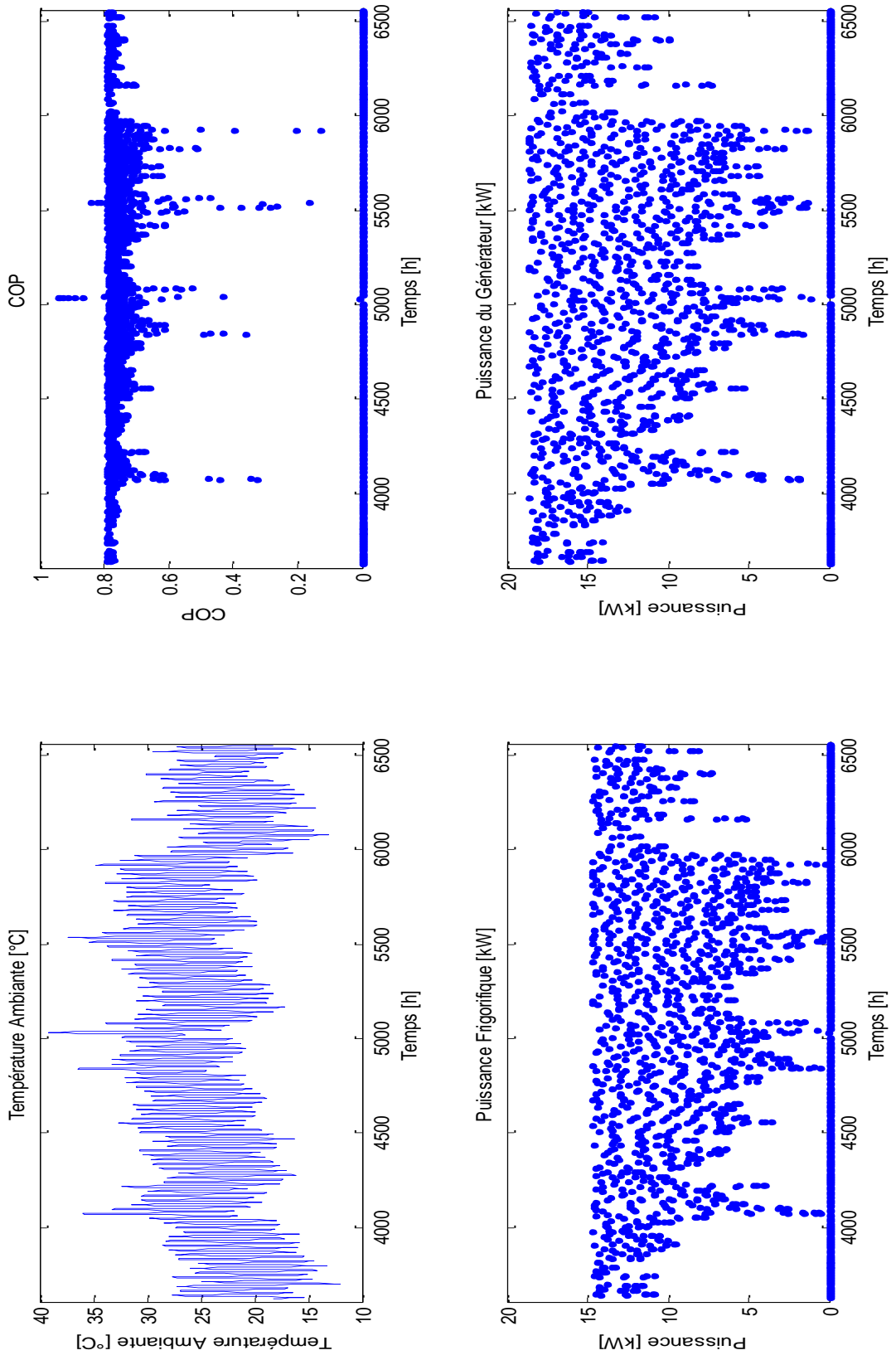
fonctionnement où le COP est supérieur à 0,7, ceci est dû aux conditions climatiques favorables de la première zone.

De la figure.3.27 on peut noter que 87 % des puissances frigorifiques étaient supérieures à 5 kW et seulement 48 % étaient supérieures à 10 kW, tandis que pour le générateur, 93 % des puissances ont dépassé les 5 kW et 69 % ont dépassé les 10 kW. Les puissances maximales du générateur et de l'évaporateur sous les conditions climatiques de la ville d'Alger étaient de 18,64 et 14,73 kW respectivement, cela veut dire que la puissance nominale de la machine à absorption Yazaki simple effet n'est jamais atteinte sous les conditions climatiques de la première zone, cela peut être justifié soit par les gradients de températures appliqués au niveau des échangeurs de chaleurs externes, soit par l'insuffisance énergétique fournie au générateur.

Les heures correspondantes aux pics des températures extérieures peuvent être observées par des chutes de COP. Ce comportement est ainsi noté au niveau des puissances frigorifiques et celles du générateur. Ce comportement est déjà vu dans l'étude paramétrique sur l'influence des hautes températures sur les performances du système étudié.



**Figure.3.27** : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville d'Alger en période estivale.



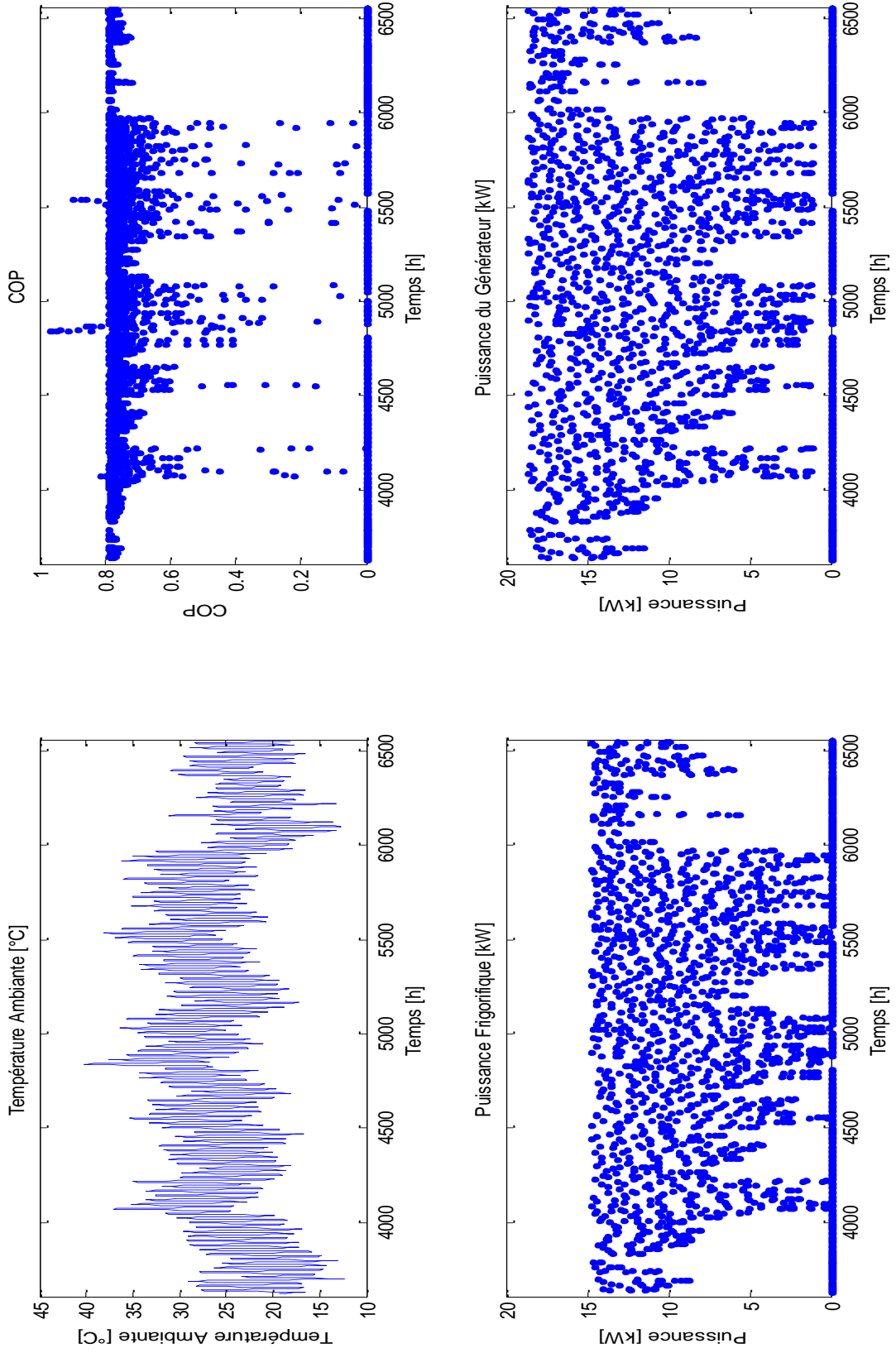
Pour la ville de Blida, représentant la deuxième zone climatique E2, la température de la source chaude et celle de l'eau glacée désirée étant de 90 et 7 °C respectivement. Le programme de simulation est limité à des températures ambiantes entre 25 et 50 °C.

La figure.3.28 représente un nuage de points décrivant le fonctionnement du système à absorption sous les conditions climatiques de la zone E2. La température ambiante maximale enregistrée pour la période estivale de la ville de Blida est de 40 °C.

Les puissances du générateur et celle frigorifiques sont aussi représentées dans la figure.3.28. Il faut noter que la fraction de fonctionnement de notre machine pour toute la période d'étude est de 53% avec 78% de fonctionnement avec un coefficient de performance supérieur à 0,7.

La fraction des puissances frigorifiques développées et celles du générateur dépassant les 5kW été de 76 % et 85 %, respectivement, tandis que seulement 41% et 60% des puissances dépassent les 10 kW respectivement. On note aussi que la puissance frigorifique nominale du système, à savoir 17,6kW, n'est pas atteinte sous les conditions climatiques de cette zone.

**Figure.3.28** : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville de Blida en période estivale.



Les performances des zones climatiques E3, E4 et E5 sont représentées, respectivement, dans les figures.3.29, 3.30 et 3.31. On peut constater que la température ambiante devient plus importante comparativement aux deux premières zones climatiques avec un pic de température ambiante de 39, 48 et 48.7 °C respectivement.

Contrairement aux zones climatiques E1 et E2, et vu la plage de température ambiante qui caractérise les trois dernières zones, à savoir E3, E4 et E5, des températures de source chaude de 100, 110 et 110 °C ont été choisies pour la production d'eau glacée de 7, 12 et 12°C respectivement. Pour ces trois zones, la simulation débutera à des températures ambiantes comprises entre de 30 et 50°C.

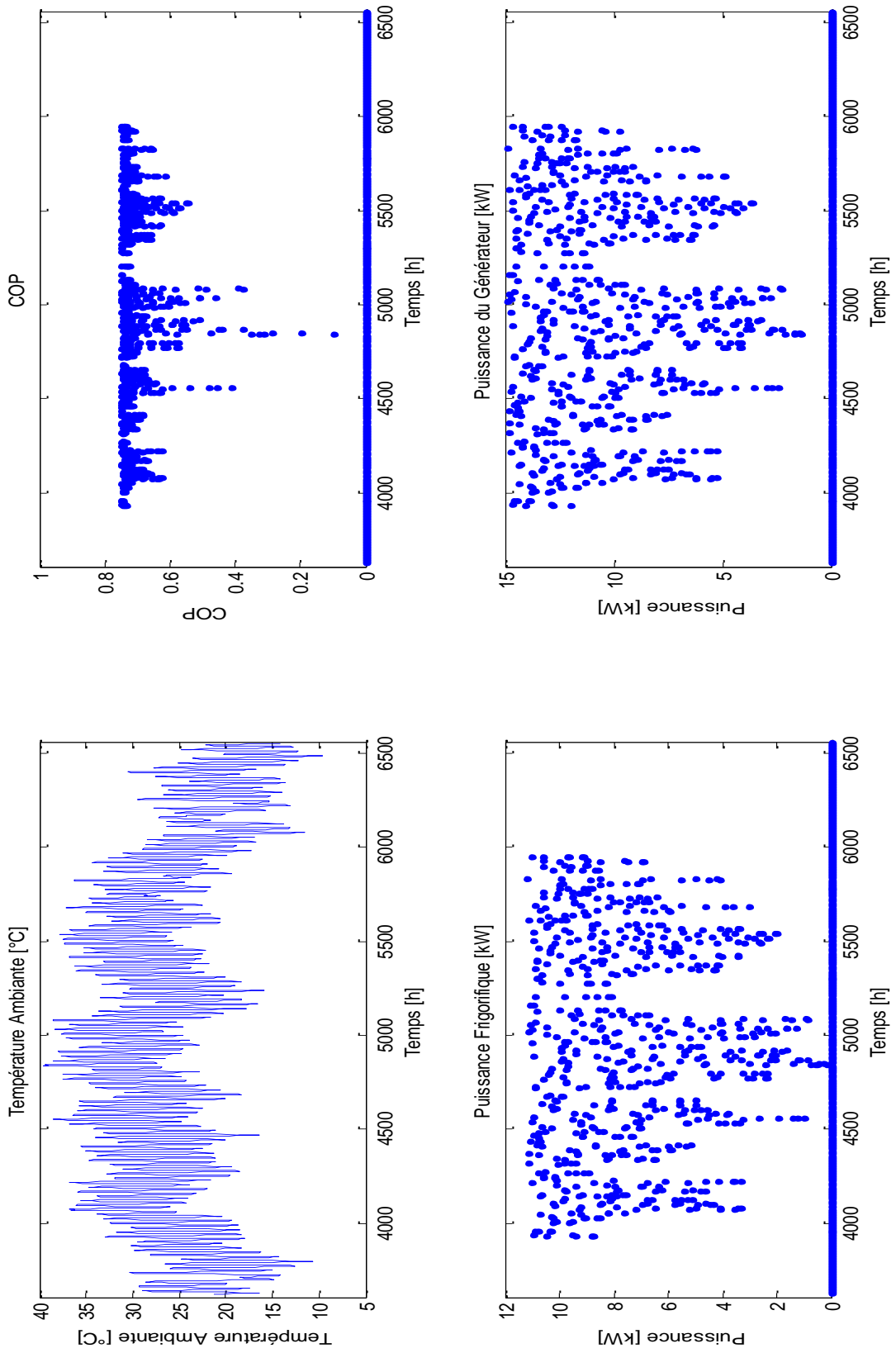
Les figures.3.29, 3.30 et 3.31 permettent de calculer un taux de fonctionnement globale de la machine à absorption de 23 et 26 % dans les zones climatiques E3 et E4 et plus de 37 % dans la dernière zone climatique, à savoir la zone E5.

On note que le COP de la machine à absorption varie globalement entre 0,75 et 0,78 pendant toute la période de la simulation avec l'observation de valeurs distinctives correspondantes aux fortes températures ambiantes. Le taux de fonctionnement de la machine avec des COP supérieurs à 0,7 est de 67, 53 et 42% pour les trois zones climatiques E3, E4 et E5 respectivement. Il est clairement observé que ces pourcentages décroissent en allant vers le Sud.

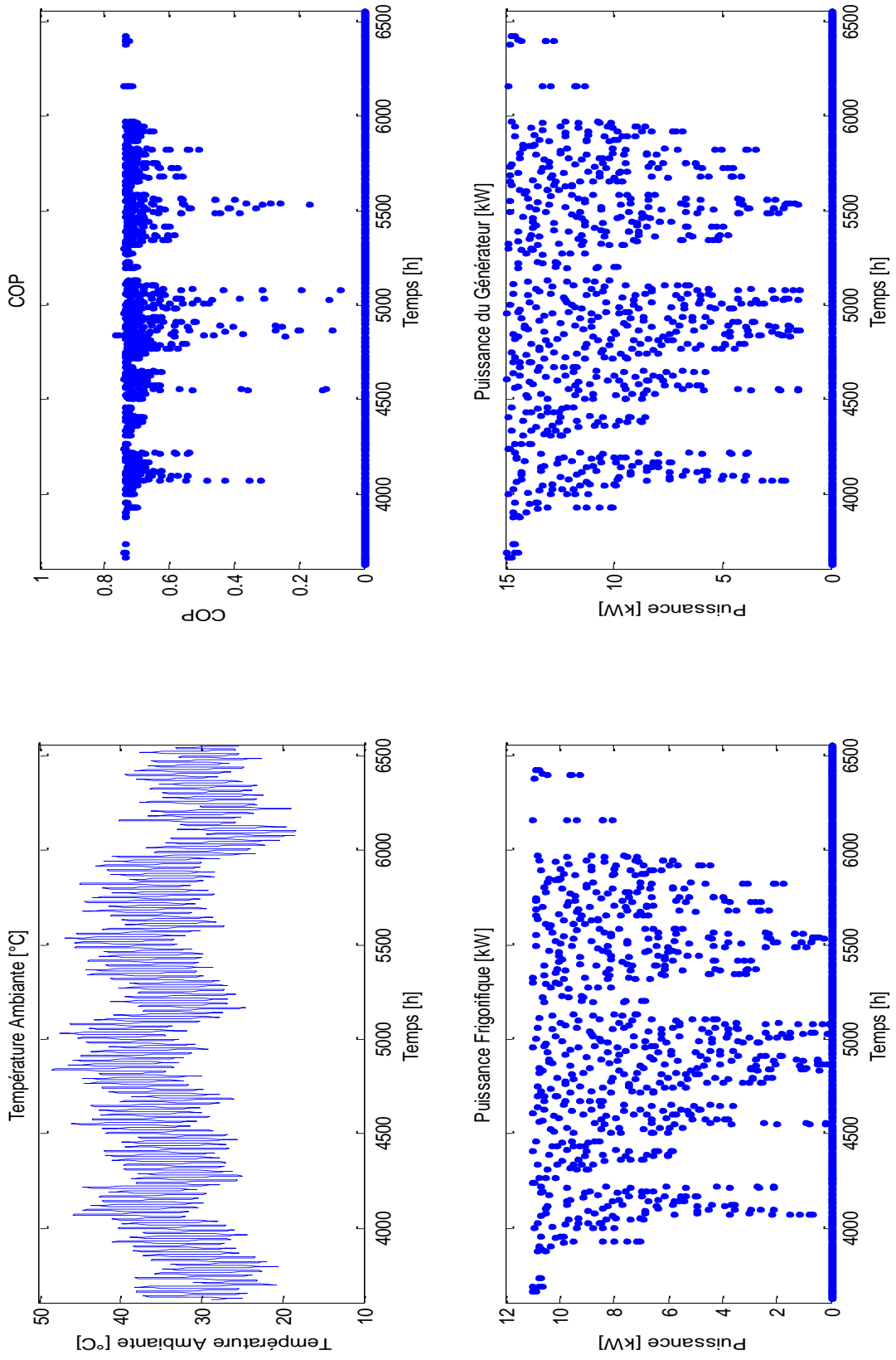
En augmentant la température de l'eau glacée désirée de 7 à 12°C permet au système à absorption de supporter les climats des zones E3, E4 et E5 et de développer une puissance frigorifique maximale d'environ 11 kW. On note un taux de fonctionnement de la machine pour des puissances frigorifiques supérieures à 10 kW de 16,2, 15,8 et 12 % sur les trois zones climatiques respectivement.

Ces proportions décrivent un fonctionnement anormal, du point de vue économique, sous les conditions climatiques des trois dernières zones. Cette conclusion répond aux résultats trouvés dans l'étude paramétrique de la machine à absorption simple effet.

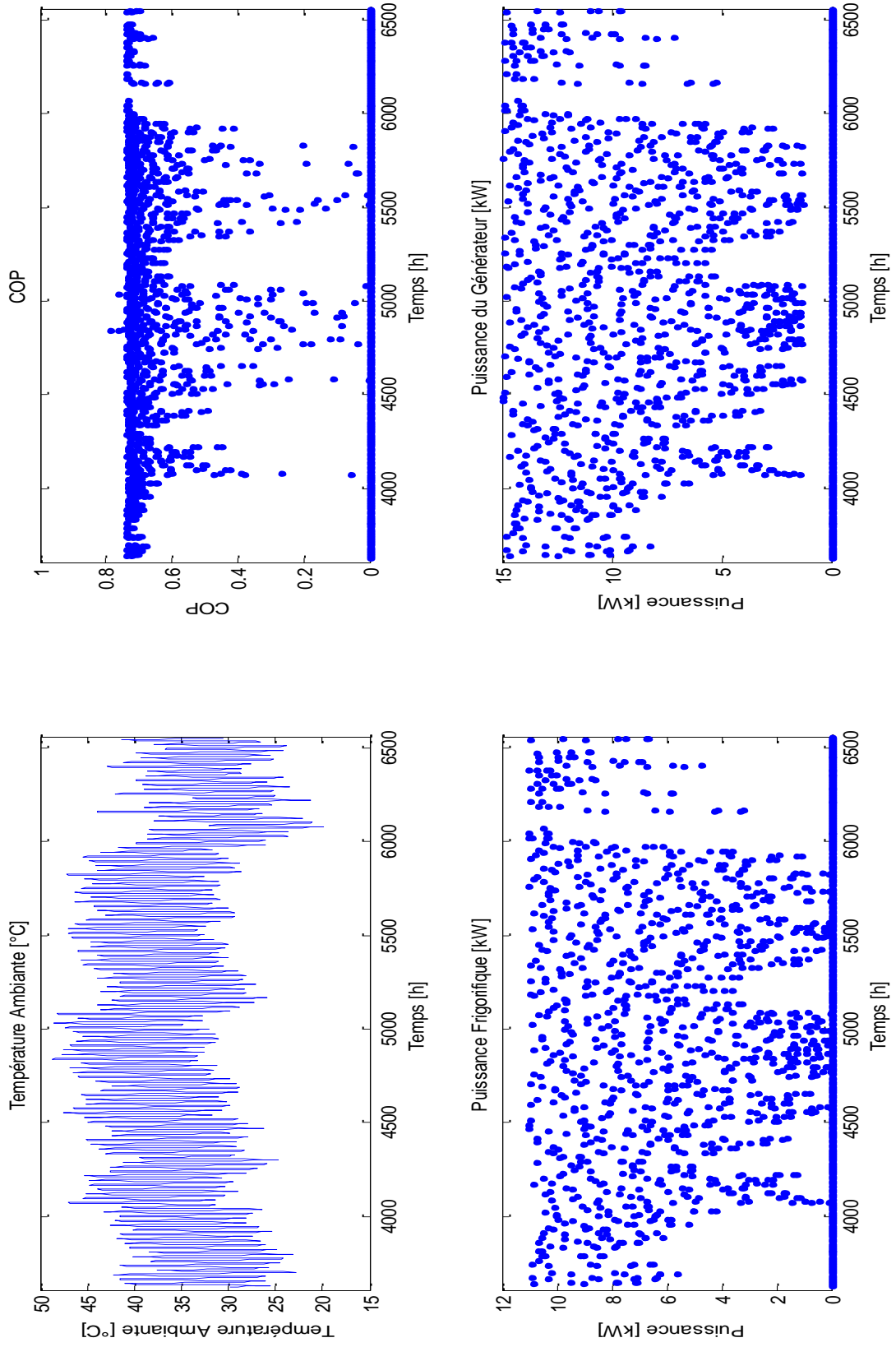
**Figure.3.29** : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville de Djelfa en période estivale.



**Figure.3.30** : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville de Hassi-Messaoud en période estivale.



**Figure.3.31** : Performances horaires de la machine à absorption Yazaki pour la ville d'Adrar en période estivale.



✓ Etude des performances de la machine Broad double effet

Les figures.3.32 jusqu'à 3.36 représentent les performances thermiques de la machine à absorption Broad double effet fonctionnant par le couple binaire Eau-LiBr, à savoir la puissance frigorifique, la puissance du générateur, la température ambiante et le COP sous les conditions météorologiques des cinq zones climatiques algériennes. Les cinq zones climatiques sont représentées par les villes citées précédemment.

Le coefficient de performance ainsi que les puissances thermiques sont représentés par un nuage de points qui décrit le fonctionnement de notre machine sous les conditions climatiques des wilayas d'Alger (Dar El Beïda) et de Blida, voir figures.3.32 et 3.33. La température de la source chaude ainsi de l'eau glacée est fixée à 140 et 7 °C, respectivement, pour les deux zones climatiques E1 et E2.

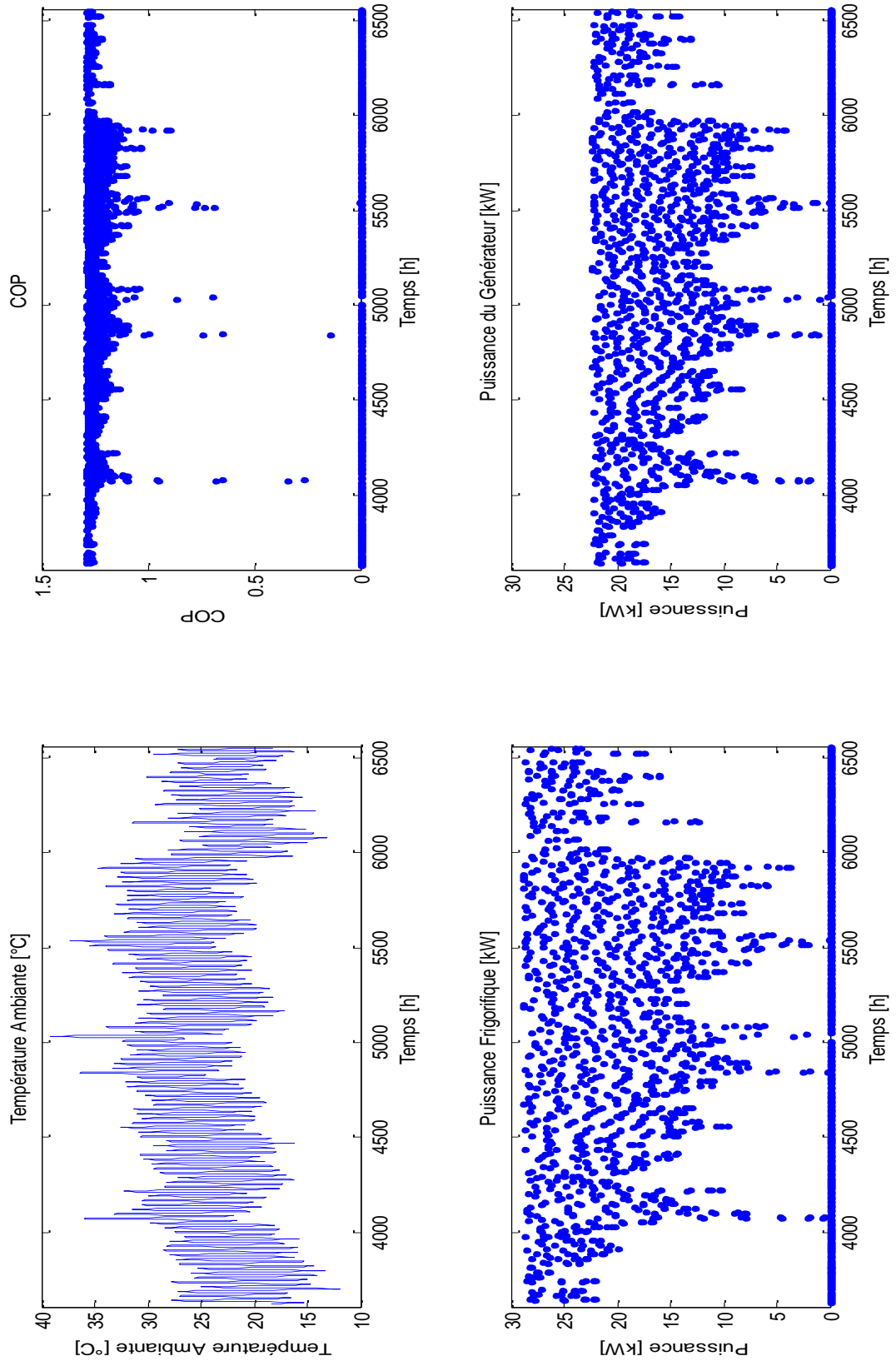
On peut constater que le coefficient de performance de la machine Broad varie globalement de 1,1 à 1,3 pour la majorité de la période estivale pour les deux zones climatiques E1 et E2, la fraction de fonctionnement du système est de 46 et 53 % respectivement, sur la totalité de la période de simulation.

Le pourcentage des valeurs enregistrant un COP supérieur à 1,1 est à 96 et 88 % pour les deux premières zones climatiques respectivement. Ces proportions sont plus importantes que celles développées par la machine à absorption simple effet sous les mêmes conditions climatiques.

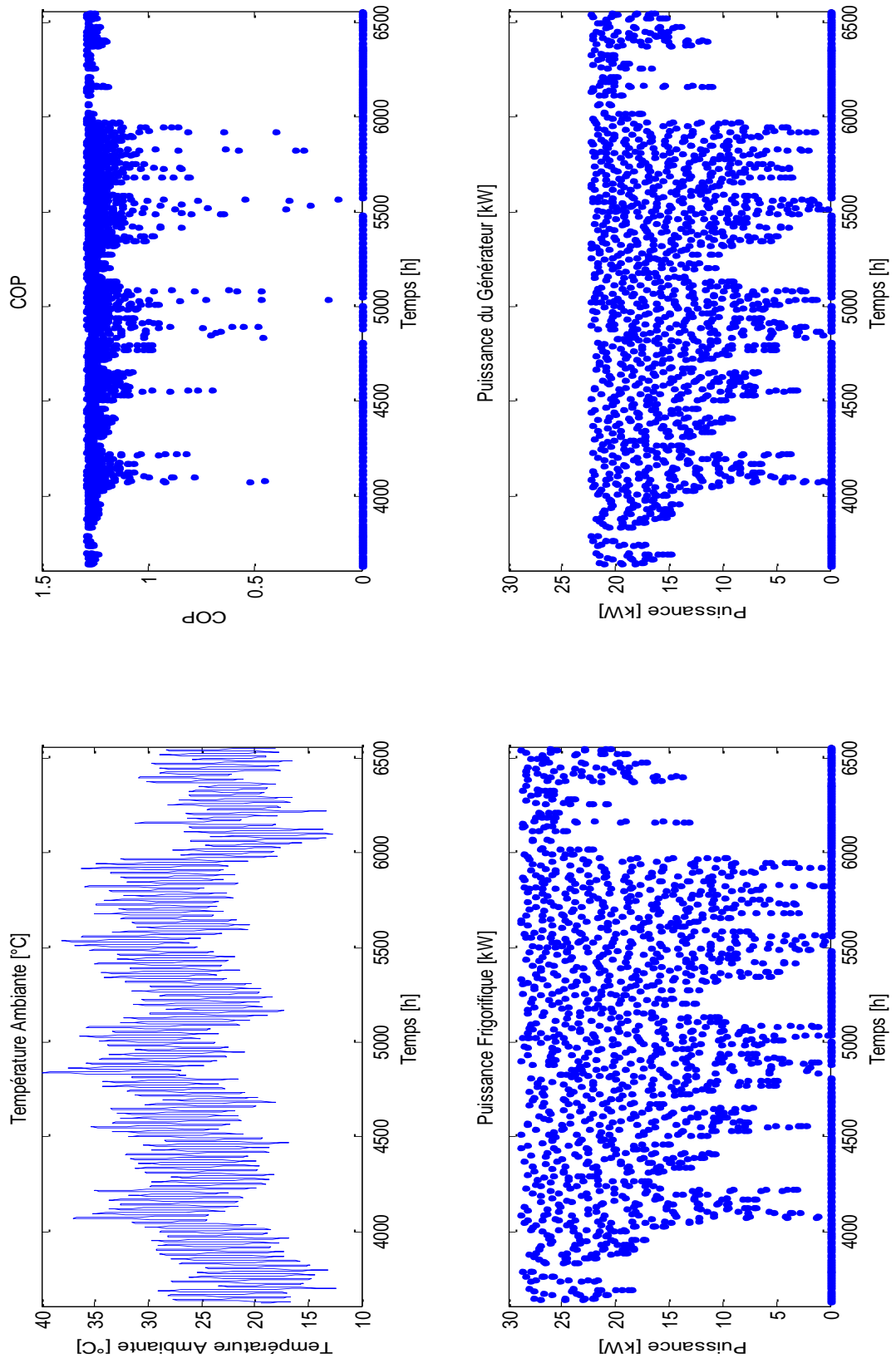
Il est à noter que les puissances frigorifiques produites par le système à absorption double effet sont fortement supérieures à celles développées par le système à simple effet. En effet, 71 et 77 % des puissances développées dépassent la puissance nominale de la machine, à savoir 16 kW, pour les zones E1 et E2, respectivement, voir figures.3.32 et 3.33. Cette différence par rapport au système à simple effet est justifiée par le fait d'utiliser le principe d'effet multiple ainsi de la température importante de la source chaude comparativement à celle du système à absorption simple effet.



**Figure.3.32** : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville d'Alger en période estivale.



**Figure.3.33** : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville de Blida en période estivale.

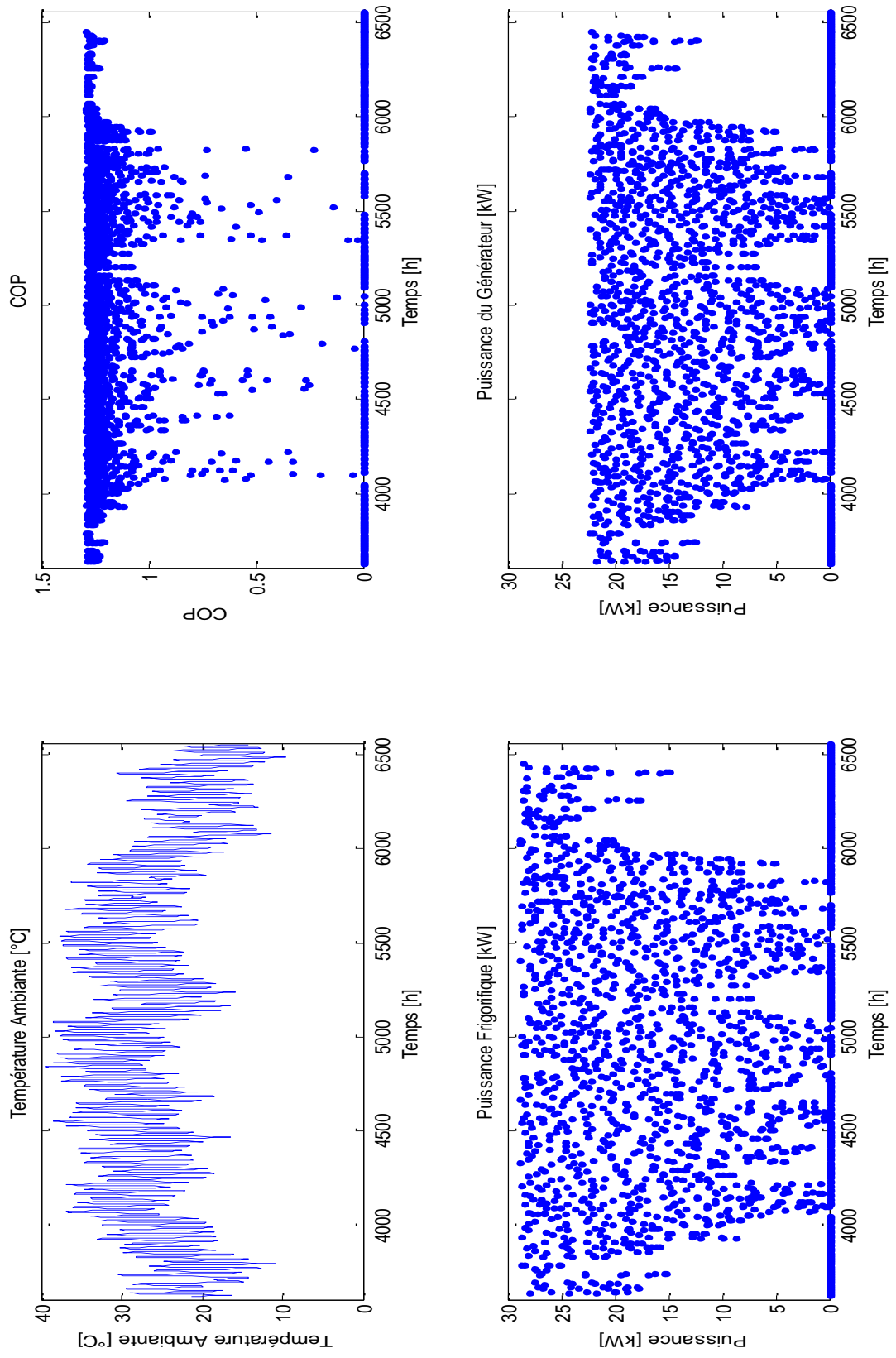


Les figures.3.34, 3.35 et 3.36 représentent la variation horaire de la puissance thermique du générateur, de l'évaporateur, de la température ambiante et du COP pour la période estivale de l'année. Les zones climatiques concernées sont E3, E4 et E5, respectivement.

Les températures de la source chaude et de l'eau glacée sont fixées à 140 et 7°C pour la zone climatique E3, et 150 et 12 °C pour les zones E4 et E5, respectivement. Il est important de noter que la température ambiante dans ces trois dernières zones climatiques est beaucoup plus importante qu'aux zones climatiques précédentes, par conséquent, on compte moins de 82 % de valeurs de COP supérieures à 1,1. Contrairement à ce dernier, la puissance frigorifique du système reste importante dans la majorité de la période estivale, à savoir, 55 % des puissances frigorifiques développées dans la zones E3 ont dépassé la nominale avec 56 et 51 % pour les deux dernières zones climatiques, respectivement.

Il devient clair que les systèmes à absorption à double effet fonctionnant aux trois dernière zones climatiques sont plus résistants et développent des puissances frigorifiques plus importantes que celle développées par les systèmes à simple effet.

**Figure.3.34** : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville de Djelfa en période estivale.



**Figure.3.35** : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville de Hassi-Messaoud en période estivale.

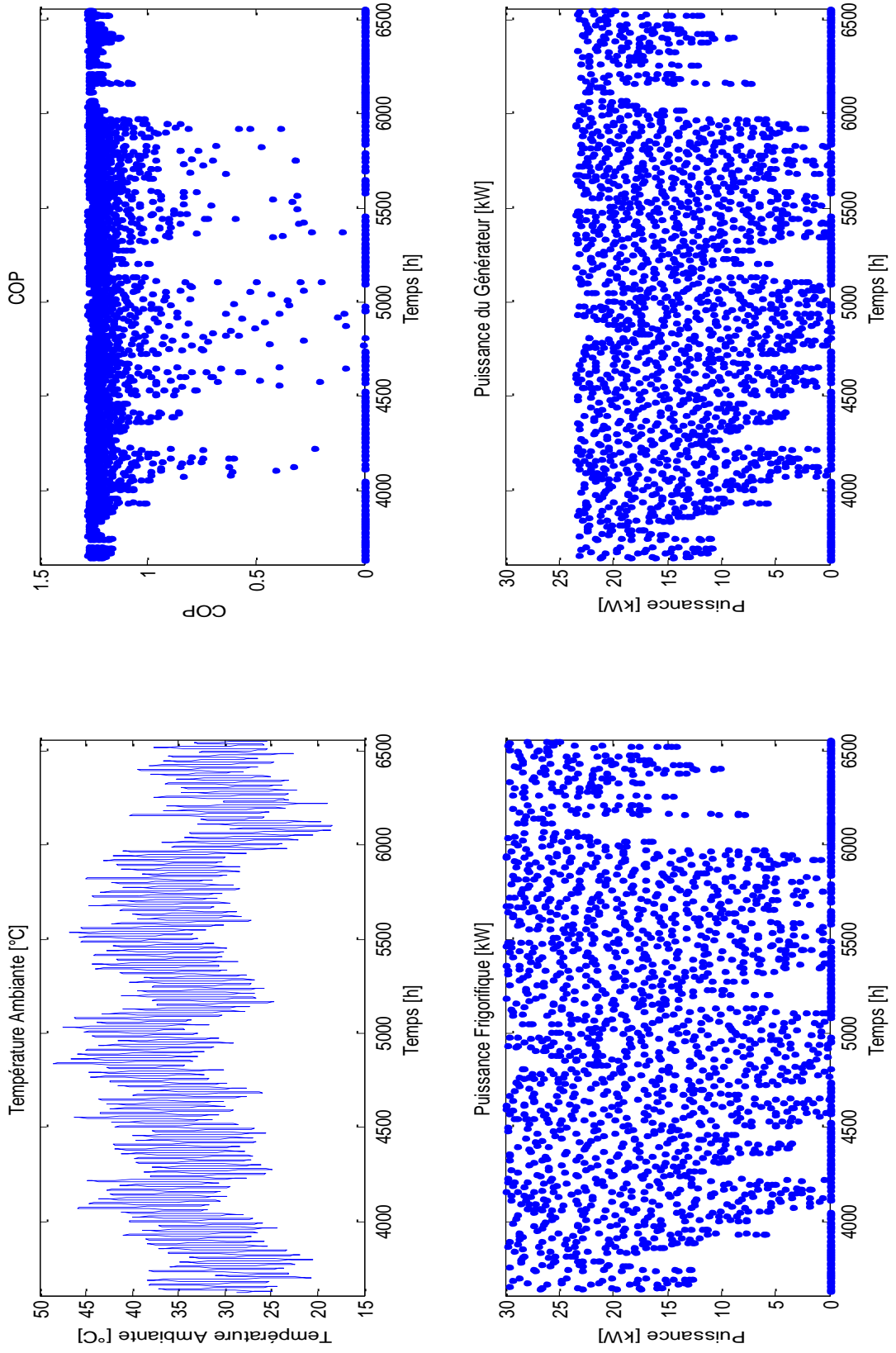
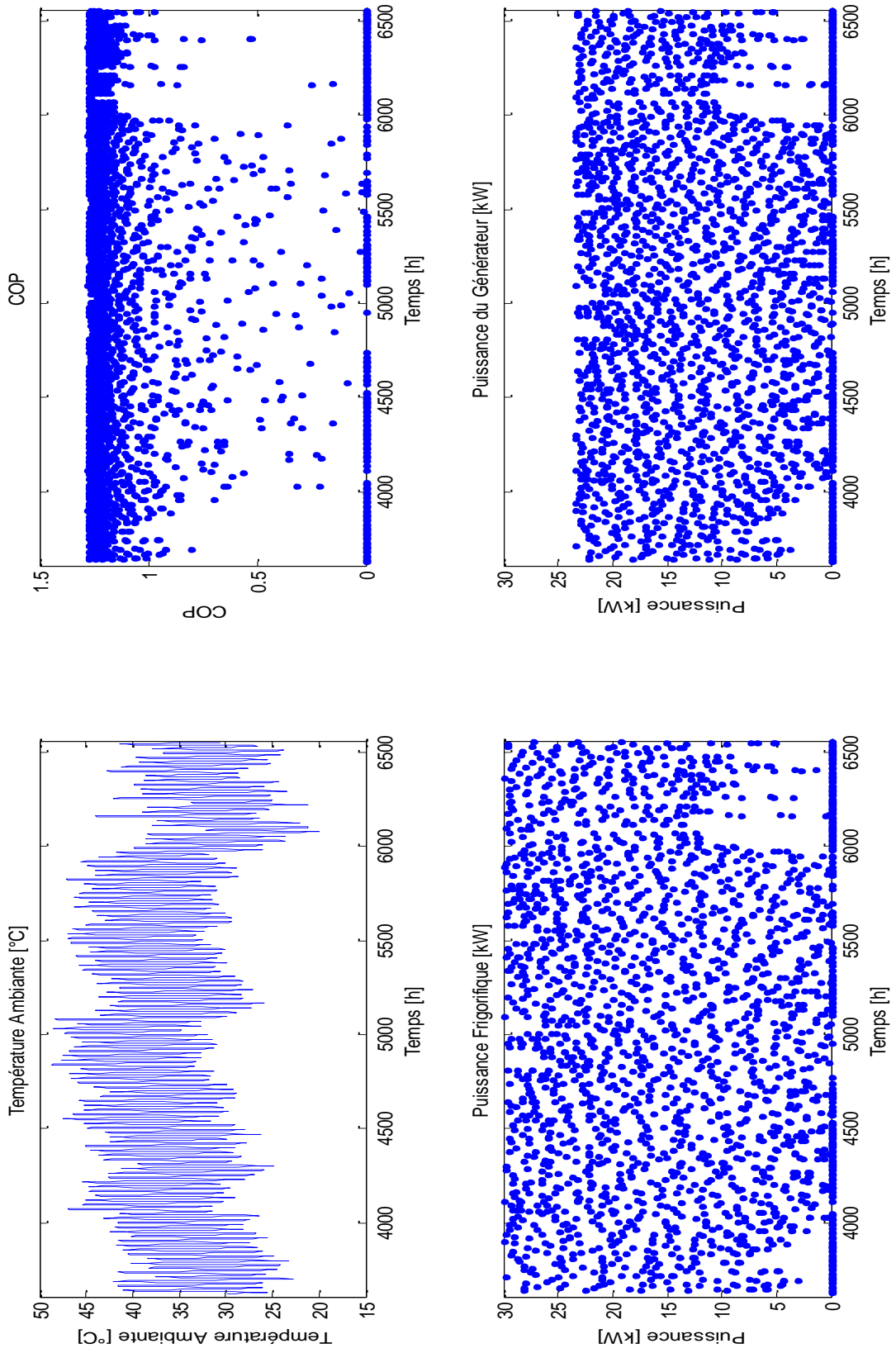


Figure.3.36 : Performances horaires de la machine à absorption Broad pour la ville d'Adrar en période estivale.



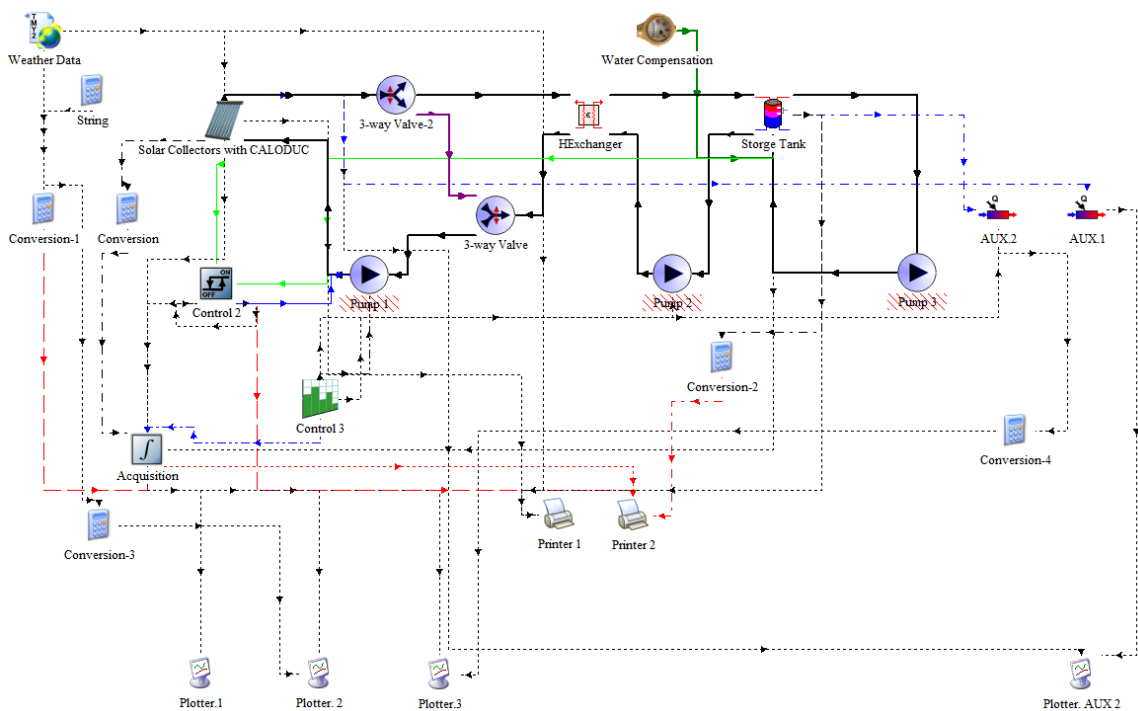
### 3.7 Couplage solaire

#### 3.7.1 Données solaires des zones climatiques

Dans cette partie, on a créé un programme de simulation utilisant l'outil de simulation TRNSYS dans le but de visualiser la capacité d'un système solaire thermique à tubes sous vide à échangeur caloduc, de satisfaire et d'assurer les besoins en eau chaude d'un système de climatisation solaire simple effet en fonction des conditions climatiques de chaque zone étudiée.

En ce qui concerne les systèmes à absorption à double effet, la température de fonctionnement du générateur à haute pression dépasse largement celle produite par des capteurs solaires à tubes sous vide. Pour cette raison, on propose : (i) un changement vers des systèmes solaires à concentration d'où les températures produites seront beaucoup plus importantes que celles des capteurs solaires à tubes sous vide ; (ii) L'utilisation des huiles thermiques comme fluide caloporteur et adopter un système d'appoint au gaz naturel.

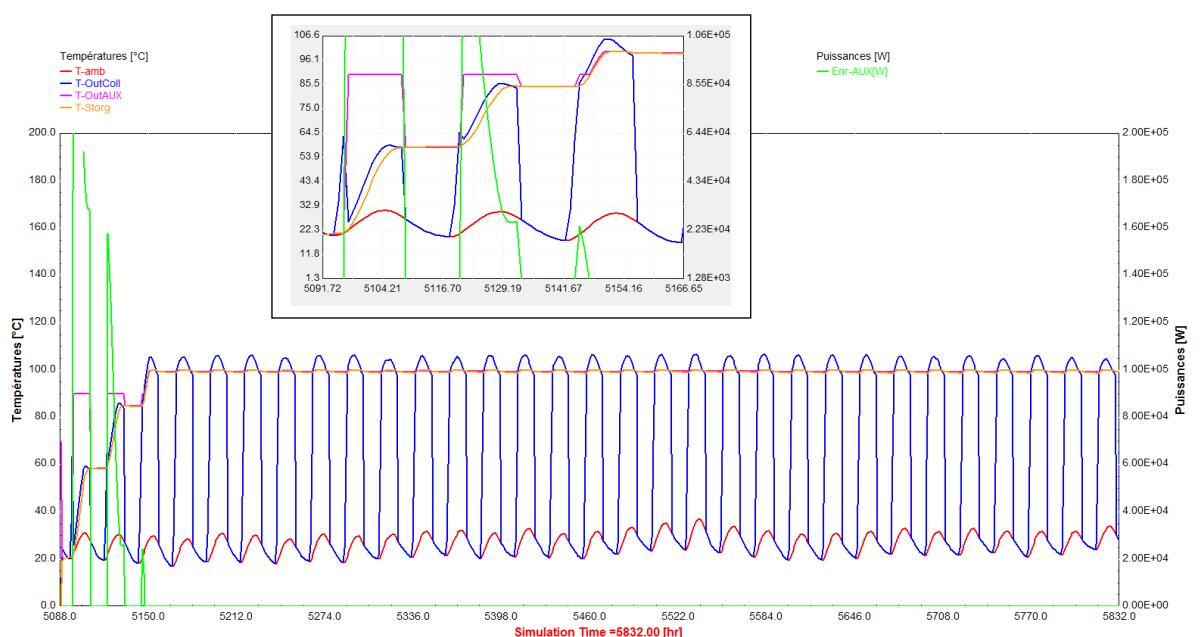
La figure.3.37 présente le diagramme de simulation sous TRNSYS développé pour prévoir les performances thermiques d'un système solaire destiné à la production d'eau chaude sous différents climats algériens.



**Figure.3.37 :** Diagramme du programme de simulation sous TRNSYS.

Comme montré sur la figure.3.37, le système solaire thermique considéré est composé essentiellement d'un champ de capteurs solaires à tubes sous vide ( pour cette simulation, le capteur choisi est du type *Vitosol 200 FM* vu sa qualité et sa disponibilité sur le marché), un échangeur de chaleur entre le circuit de chauffage et celui de stockage avec une efficacité de 0,6, une cuve de stockage d'eau chaude avec un volume relatif à la surface de captation utilisée, à savoir 75 litres/m<sup>2</sup> de capteurs [91]. Un système d'appoint fonctionnant par le gaz naturel, avec une efficacité de 0,79, est aussi considéré dans cette simulation, ce dernier est relié directement à la sortie de la cuve de stockage pour assurer une température stable au générateur de la machine à absorption. Les conditions climatiques de chaque site (zone) sont considérées à l'aide d'un lecteur de fichiers météorologiques (Type 109-TMY2).

La figure 3.38 nous permet de visualiser l'évolution de la température ambiante, de stockage, de sortie des capteurs et du système d'appoint pour le mois de Juillet. La puissance développée par le système d'appoint est aussi représentée sur la même figure.



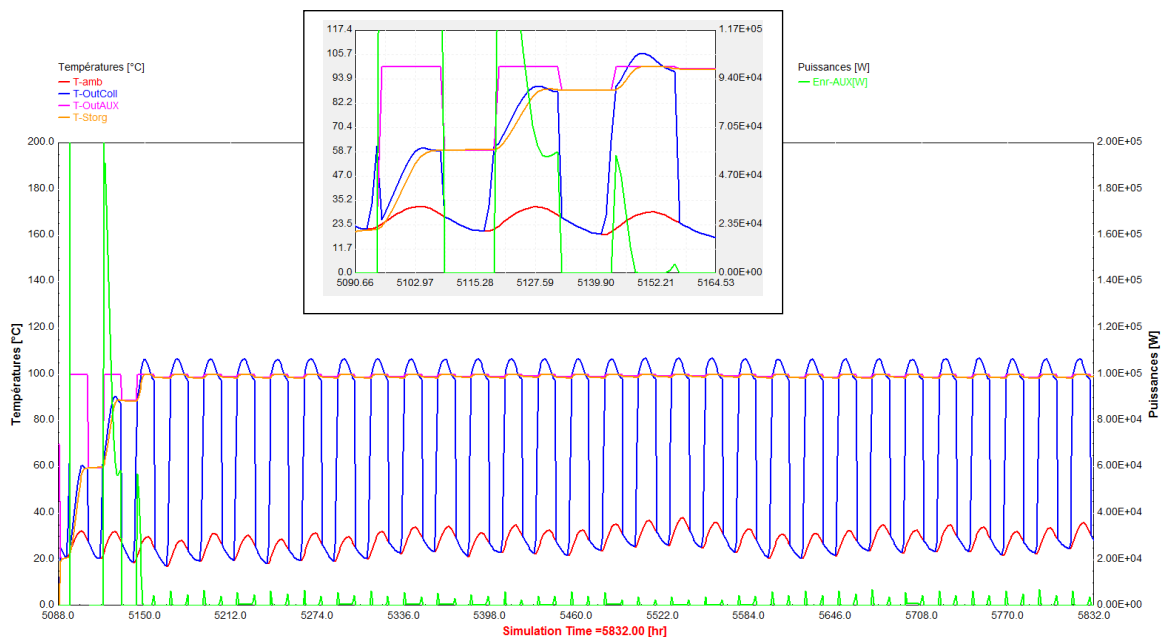
**Figure.3.38** : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région d'Alger pour le mois de Juillet.



Pour la première zone climatique E1 représentée par la wilaya d'Alger, la température de sortie des capteurs solaires atteint son maximum d'environ 105 °C pour la majorité de la période de simulation, à savoir le mois de Juillet, cette température est considérée comme plus que suffisante pour satisfaire les besoins thermiques de notre machine à absorption sous le climat de la zone considérée, à savoir 90 °C. En parallèle, la température de stockage atteint une valeur de 100 °C et reste quasi-constante pendant toute la période de fonctionnement, ceci est principalement dû à l'inertie du système créé par le volume de stockage important considéré dans cette étude qui est de 75 litres/m<sup>2</sup> [91].

D'après la figure.3.38 on observe que le système d'appoint intervient sur les trois premiers jours pour compenser le manque d'énergie causé principalement par l'amortissement du système dû au volume de stockage considéré. Le système d'appoint fonctionnant par le gaz naturel est programmé pour fournir une température de sortie constante et égale à 90 °C sur un débit déjà imposé par le fabricant, à savoir 1 à 1,2 kg/s.

On remarque qu'après le 3<sup>ème</sup> jour, l'énergie fournie par le système d'appoint s'annule pour le reste de la période de simulation, ceci est causé par les performances satisfaisantes du système solaire dans cette période.



**Figure.3.39** : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Blida pour le mois de Juillet.

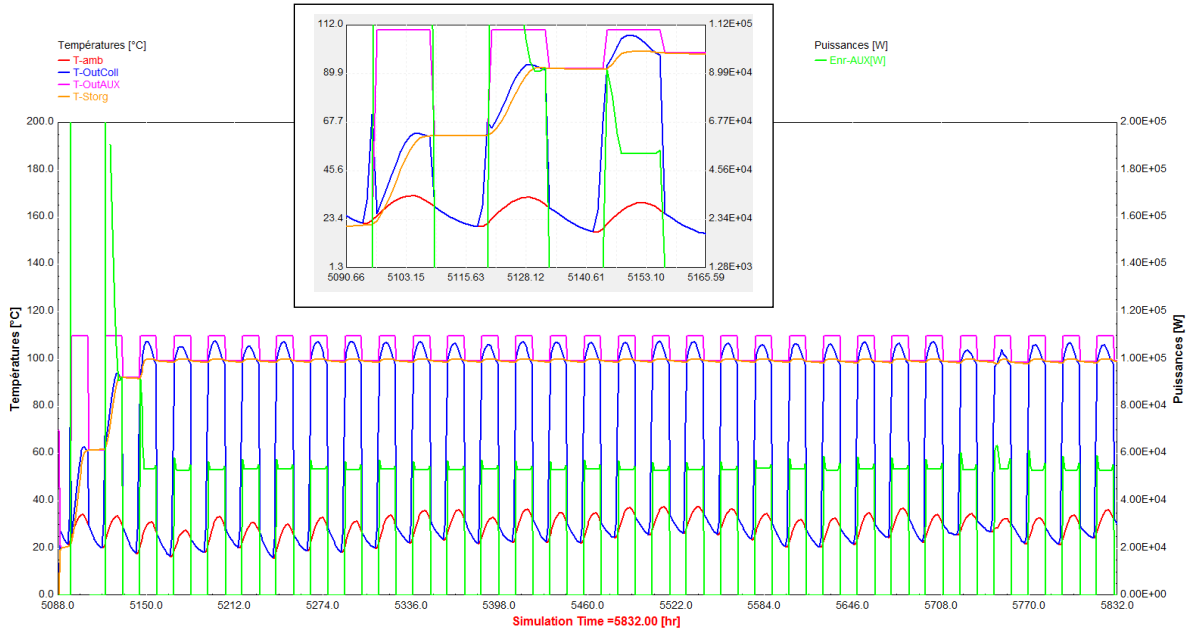
Les températures de sortie des capteurs, de la cuve de stockage et du système auxiliaire sont présentées sur la figure.3.39 pour la zone climatique E2 représentée par la wilaya de Blida pendant la période du mois de Juillet, la température nominale de la source chaude exigée par la machine à absorption sous les conditions climatiques de cette zone est de 100°C.

D'après cette figure, le système est capable de produire une eau chaude de 100 °C avec une intervention importante du système d'appoint dans les trois premiers jours de fonctionnement, pour le reste de la période de simulation, la part d'énergie produite par le système auxiliaire est négligeable.

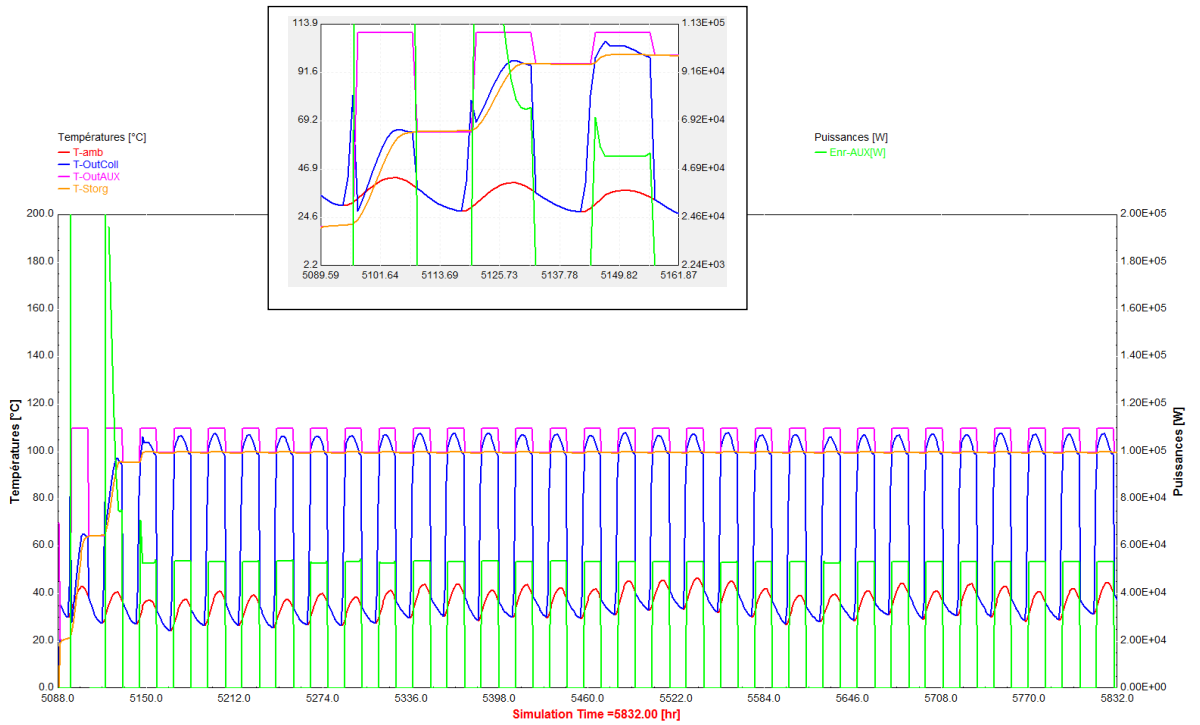
Les trois figures.3.40, 3.41 et 3.42 représentent les températures et les puissances produites par le système solaire à tubes sous vide dans les zones climatiques E3, E4 et E5 correspondants au wilaya de Djelfa, Hassi-Messaoud et Adrar, respectivement.

Il faut noter que la température ambiante pour ces trois dernières zones climatiques est plus importante qu'aux zones E1 et E2, cette particularité a permis une récupération rapide dans les trois premiers jours comparativement aux premières zones climatiques, voir figures.3.38 et 3.39, ce fonctionnement reste insuffisant pour atteindre les performances désirées par la machine à absorption.

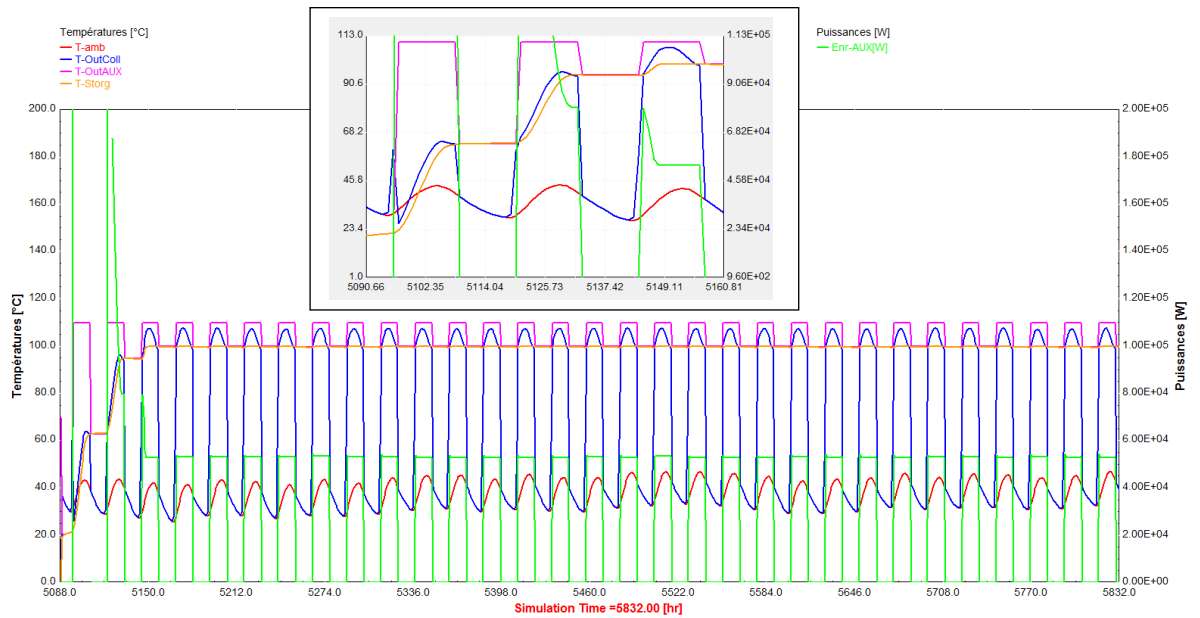
Pour un fonctionnement normal de la machine à absorption sous les conditions climatiques de ces trois dernières zones climatiques, le système doit être alimenté par une eau surchauffée à 110 °C de température, il est à noter que cette dernière n'est pas atteinte par le système solaire thermique, l'intervention du système auxiliaire est indispensable pendant toute la période de fonctionnement du système.



**Figure.3.40** : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Djelfa pour le mois de Juillet.



**Figure.3.41** : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Hassi-Messaoud pour le mois de Juillet.



**Figure.3.42** : Températures de fonctionnement et puissance auxiliaire de la région de Adrar pour le mois de Juillet.

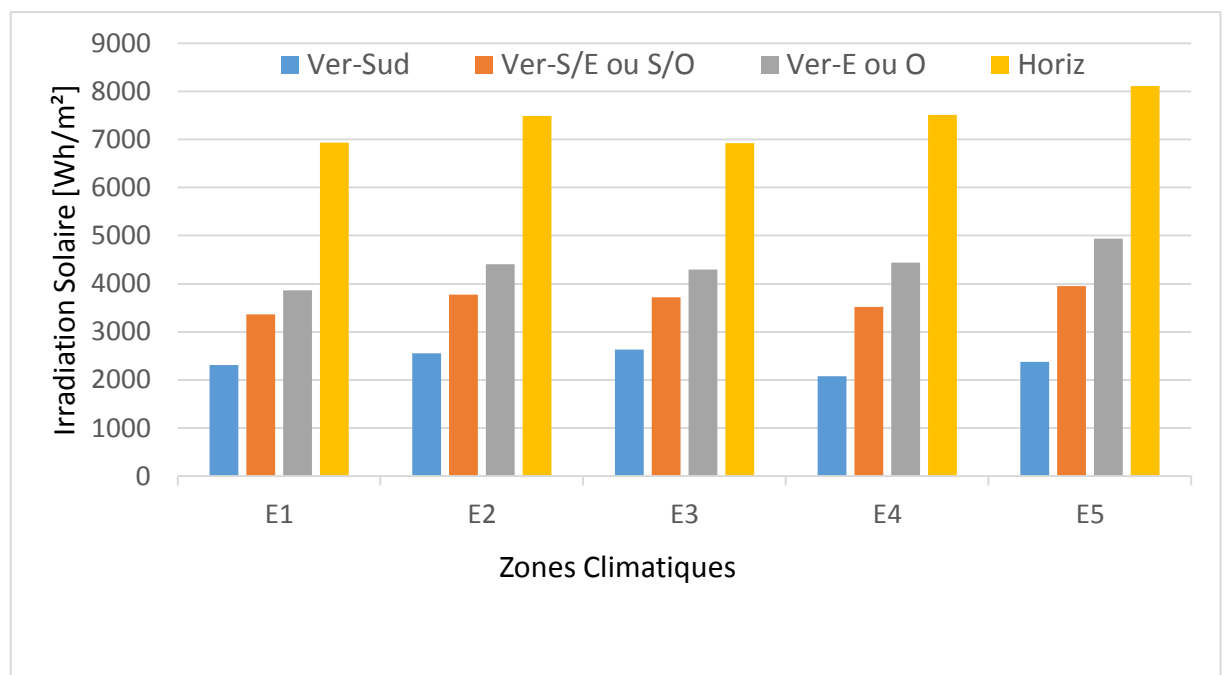
Il est important de noter que dans le but de protéger notre système des surchauffes dues aux températures de fonctionnement importantes, donc à des pressions incontrôlables, on a fixé une limite d'arrêt dans le programme de simulation pour se limiter à fonctionner sous des températures ne dépassant pas les 105 °C. Cette limite explique le seuil de température atteint par le système solaire pendant toute la période de simulation et dans n'importe quelle zone climatique, par conséquent, le manque d'énergie est assuré par le système auxiliaire pendant la période de simulation.

Il paraît intéressant d'exploiter cet excès énergétique et utiliser en revanche un fluide thermique avec une température d'évaporation plus large, à savoir, les huiles thermiques qui peuvent atteindre des températures de 300 à 500 °C, ces fluides nous permettent d'élargir la plage de température produite par notre système et d'alimenter d'avantage la machine à absorption à double effet.

### 3.7.2 Calcul de la Fraction solaire

Les données d'irradiations solaires pour les cinq zones climatiques de l'Algérie sont fournies par le CNERIB dans son document « Recommandations architecturales » publié en 1993 [48], Ces données représentent une moyenne mensuelle de 10 années d'enregistrement continues réalisées par l'Office National de la Météorologie, pour le mois considéré comme le plus chaud, à savoir, le mois de Juillet, voir Table.1.2.

La figure.3.43 représente les irradiations solaires moyennes du mois de Juillet sur un plan horizontal et vertical orienté pour les cinq zones climatiques Algériennes [48]:



**Figure.3.43** : Irradiations solaires moyennes du mois de Juillet en fonction des zones climatiques algériennes pour différentes orientations (ONM [48])

De la figure.3.43 on peut constater que les irradiations solaires sur plan horizontal sont plus importantes que sur un plan vertical orienté, ceci est dû à la durée d'exposition au soleil favorisée par le plan horizontal, tandis qu'un capteur orienté verticalement capte seulement les rayons solaires en provenance de cette direction.

On note aussi que les irradiations solaires deviennent plus importantes en allant vers le Sud, c.à.d. en se déplaçant de la zone E1 vers la zone E5, l'irradiation solaire passe de 6900 à 8100 Wh/m<sup>2</sup>, ces résultats sont jugés logiques vu le gisement solaire important qui caractérise les zones sud du pays.

### 3.7.2.1 Méthode f-Chart

La méthode f-Chart a été utilisée afin d'estimer la surface de captation solaire utile pour satisfaire les besoins thermiques du système de climatisation à absorption simple effet. Pour la détermination de la fraction solaire  $f$ , *Duffie et Beckman* proposent le modèle suivant [91] :

$$f = 1,029 Y - 0,065 X - 0,245 Y^2 + 0,0018 X^2 + 0,0215 Y^3 \quad (3.1)$$

$$\text{Avec :} \quad X = F_r U_L \frac{F_r'}{F_r} (T_{ref} - \overline{T_a}) \Delta t \frac{A_c}{L} \quad (3.2)$$

$$Y = F_r (\tau\alpha)_e \frac{F_r'}{F_r} \frac{\overline{(\tau\alpha)}}{(\tau\alpha)_e} \overline{H_t} N \frac{A_c}{L} \quad (3.3)$$

$A_c$  : Surface des capteurs solaires [m<sup>2</sup>]

$\frac{F_r'}{F_r}$  : Facteur de correction du  $F_r$ , donné par [91] :

$$\frac{F_r'}{F_r} = \left[ 1 + \left( \frac{A_c F_r U_L}{(\dot{m} C_p)_c} \right) \left( \frac{(\dot{m} C_p)_c}{\varepsilon (\dot{m} C_p)_{min}} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (3.4)$$

$\varepsilon$  : efficacité de l'échangeur de chaleur

$c$  : circuit du collecteur

$\frac{\overline{(\tau\alpha)}}{(\tau\alpha)_e}$  : Facteur de correction de  $(\tau\alpha)_e$  (pris égal à 0,96 [91])

$F_r U_L$  et  $F_r (\tau\alpha)_e$  : Paramètres caractérisant le capteur, fournis par le fabricant.

$\overline{T_a}$  : Température ambiante moyenne mensuelle [°C]

$L$  : Charges totales mensuelles d'énergie thermique [GJ]

$\overline{H_t}$  : Irradiation mensuelle sur la surface des capteurs [MJ/m<sup>2</sup>]

$N$  : Nombre de jours dans le mois

$T_{ref}$  : Température de référence ( $T_{ref} = 100^\circ C$ )

### 3.7.2.2 Performances à long-terme du système solaire

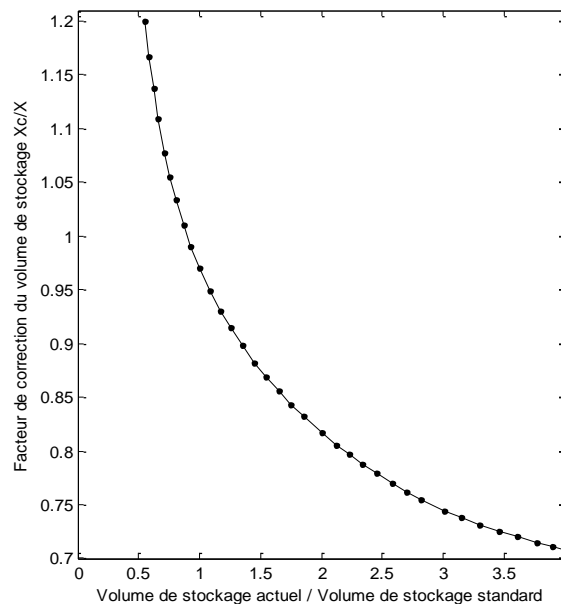
Pour les systèmes solaires thermiques à circulation du liquide, la fraction solaire peut être modifiée pour l'estimation des performances à long-terme en raison des modifications au niveau du volume de stockage et des caractéristiques de l'échangeur de chaleur. Ceci est fait en modifiant les variables adimensionnelles  $X$  et  $Y$ , voir équations (3.2) et (3.3).

La méthode f-Chart a été développée pour une capacité de stockage standard de 75 litres/m<sup>2</sup> de surface de capteur. Les performances des systèmes avec des capacités de stockage comprises entre 37,5 et 300 litres/m<sup>2</sup> peuvent être déterminées en multipliant le nombre adimensionnel  $X$  par un facteur de correction du volume de stockage  $X_c/X$  avec [91]:

$$\frac{X_c}{X} = \left( \frac{\text{Volume de stockage actuel}}{\text{Volume de stockage standard}} \right)^{-0,25} \quad (3.5)$$

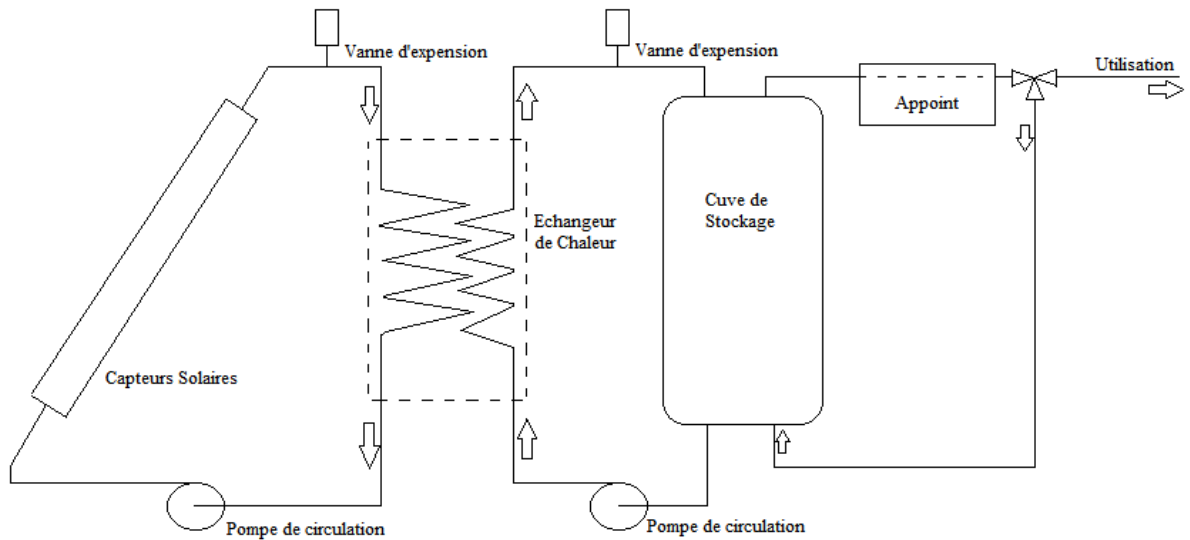
$$\text{pour } 0,5 \leq \left( \frac{\text{Volume de stockage actuel}}{\text{Volume de stockage standard}} \right) \leq 4,0$$

Le facteur de correction du volume de stockage peut être déduit directement par la courbe donnée par Duffie et Beckmann [91] en figure.3.44 :



**Figure.3.44** : Facteur de correction du volume de stockage pour les systèmes liquide. (Volume de stockage standard de 75 litres/m<sup>2</sup>)

La figure.3.45 représente le schéma de principe du système solaire destiné pour la production d'eau chaude équipé d'une cuve de stockage et d'un système auxiliaire :



**Figure.3.45** : Schéma de principe de l'installation solaire thermique pour la production d'eau chaude [91].

Dans cette étude, un programme de simulation sous Matlab a été créé pour le calcul de la fraction solaire développée par le système solaire thermique pour six différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc. Les capteurs solaires ont été choisis en fonction de leurs performances thermique et optique et en respectant leur disponibilité sur le marché.

Les caractéristiques des capteurs solaires à tubes sous vide utilisées dans la simulation sont données dans le tableau.3.3:

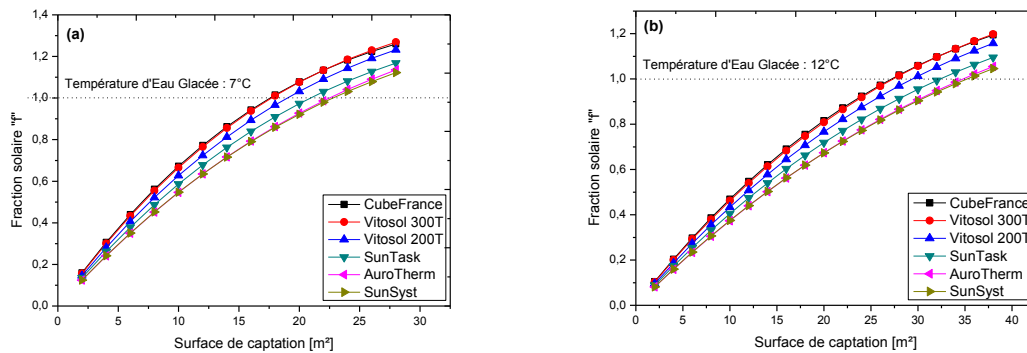


**Table.3.3** : Caractéristiques thermiques des capteurs solaires à tubes sous-vide et caloduc

<b>Capteur solaire</b>	<b>Surface d'absorbeur [m<sup>2</sup>]</b>	$F_r(\tau\alpha)$	$F_r U_L$ [W/m <sup>2</sup> C]	<b>Température de stagnation [°C]</b>
SunTask SR 30	2,80	0,72	1,66	208
Cube France CHP 30	2,40	0,85	1,77	200
AuroTherm VTK 1140	2,0	0,64	0,88	272
SunSystem VTC 15	2,3	0,66	1,5	221
Vitosol 200 T	2,9	0,76	1,04	295
Vitosol 300 T	2,9	0,82	1,19	150

Pour déterminer la surface économiquement optimale des capteurs solaires, la fraction de charge (fraction solaire) en fonction de la surface de captation solaire doit être représentée. En effet, la fraction solaire pour le mois de Juillet est reportée en fonction de la surface de chaque type de collecteurs solaire. Les informations sur ces figures peuvent ensuite être utilisées pour des études économiques.

Les températures de la source chaude sont choisies en respectant la plage quasi-constante du Coefficient de Performance, à savoir 90 et 100 °C pour les deux premières zones climatiques E1 et E2 respectivement, voir figure.3.19, et 110 °C pour les zones E3 et E4, voir figure.3.20.



**Figure.3.46 :** Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E1 (mois de Juillet).

La figure.3.46 représente la variation de la fraction solaire  $f$  en fonction de la surface de différents types de capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la production d'eau glacée de température 7 et 12°C respectivement.

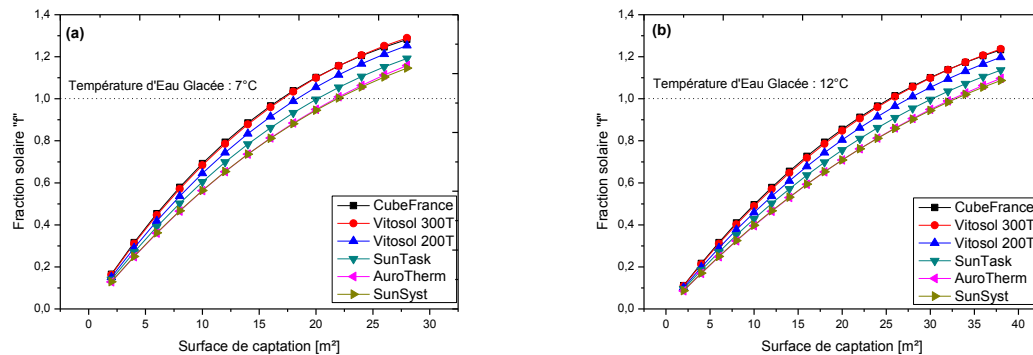
On peut noter que la fraction solaire devient importante en augmentant la surface de captation solaire jusqu'à atteindre un taux de satisfaction de 100 %. La surface de captation solaire devient plus importante en passant d'une température d'eau glacée de 7 à 12°C, ce phénomène est déjà expliqué précédemment par l'augmentation de la quantité de vapeur produite au niveau de l'évaporateur et celle produite par le générateur.

Les facteurs caractérisant les capteurs solaires thermiques sont les produits  $F_r(\tau\alpha)$  et  $F_r U_L$  qui représentent le rendement optique et le coefficient de perte thermique du capteur, respectivement. Ces deux facteurs agissent sur les performances de ces derniers, en effet, de la figure.3.46 on remarque que pour un taux de satisfaction solaire de 100%, la surface de captation solaire dépend du type de capteur utilisé.

On note que les capteurs solaires du type *Cube France* et *Vitosol 300T* présentent d'excellentes performances comparativement aux autres types. La surface de captation solaire pour satisfaire la totalité des besoins thermiques de la machine sous les conditions climatiques de la première zone est identique pour les deux types de capteurs, à savoir 18 et 28 m² pour la production d'eau glacée à 7 et 12°C respectivement, suivi par *Vitosol 200T* et *SunTask* avec une surface,

respectivement, de 20 et 22 m<sup>2</sup> pour la production d'une eau glacée de 7°C et 30 et 34m<sup>2</sup> pour une eau glacée de 12°C.

Le pire scénario est enregistré par les capteurs solaires *AuroTherm* et *SunSyst* avec une surface identique de 24 et 36 m<sup>2</sup> pour la production d'eau glacée de 7 et 12 °C respectivement.



**Figure.3.47 :** Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E2 (mois de Juillet).

Le calcul de la fraction solaire en fonction de la surface de captation pour le climat de la zone E2 est représenté dans les figures.3.47a et 3.47b pour la production d'une eau glacée de 7 et 12°C, respectivement. On peut noter que la variation de la fraction solaire en fonction de la surface de captation solaire réagit de la même façon que dans les conditions climatiques de la première zone. La fraction de satisfaction solaires augmente en augmentant la surface de captation. Cette dernière est plus importante dans un fonctionnement à une température d'eau glacée de 12°C voir figure.3.47b.

Pour un taux de satisfaction solaire de 100%, les capteurs solaires du type *Cube France* et *Vitosol 300T* présentent les meilleurs résultats avec une surface de captation identique de 18 et 26 m<sup>2</sup> pour une température d'eau glacée de 7 et 12 °C respectivement. Identique à la première zone climatique, les capteurs *Vitosol 200T* et *SunTask* viennent en deuxième place avec une surface de 20 et 22 m<sup>2</sup> pour une eau glacée de 7°C et 28 et 32 m<sup>2</sup> pour 12°C d'eau glacée.

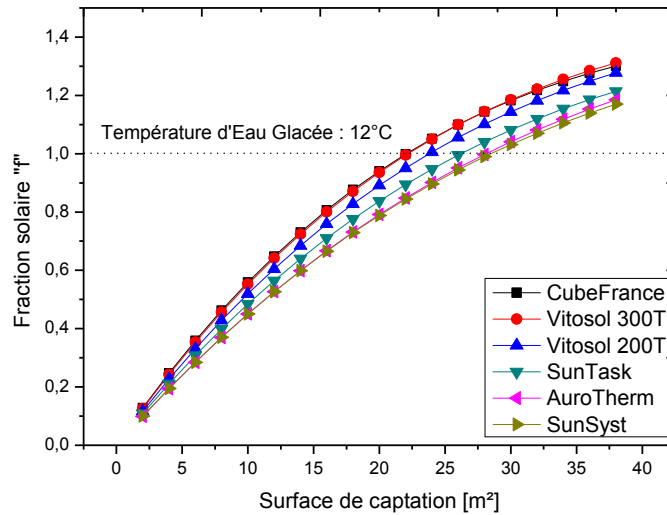
Les capteurs du type *AuroTherm* et *SunSys* enregistrent une surface identique de 22 et 34 m<sup>2</sup> pour la production d'une eau glacée de 7 et 12°C, respectivement.

La fraction solaire pour le mois de Juillet est représentée en fonction de la surface des capteurs solaires pour les zones E3 et E4, voir figures.3.48 et 3.49. La température de l'eau chaude et de l'eau glacée sont prises égales à 110 et 12 °C respectivement.

La fraction solaire est présentée en fonction de la surface de différents types de capteurs solaires pour la zone climatique E3, voir figure.3.48. Vu l'incapacité de la machine à absorption simple effet à produire de l'eau glacée à 7°C sous les conditions climatiques de cette zone, les résultats présentés concernent seulement la température d'eau glacée de 12°C.

On remarque que les capteurs *Cube France* et *Vitosol 300T* restent toujours les plus performants avec une surface solaire de 24 m<sup>2</sup> suivi par les capteurs *Vitosol 200T* et *SunTask* avec une surface de 24 et 28 m<sup>2</sup>, respectivement. Les capteurs *AuroTherm* et *SunSyst* ont enregistré une surface de 30 m<sup>2</sup>.

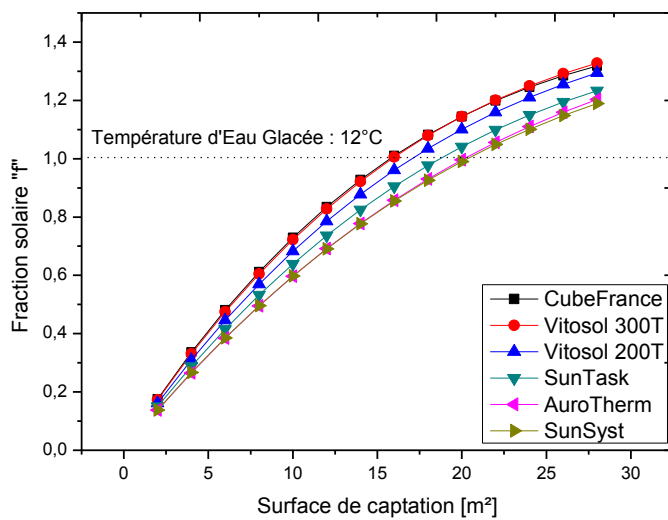
Il est clairement remarquable que la surface de captation solaire qui correspond à une fraction solaire égale à 1 est moins importante pour cette zone comparant aux deux premières zones climatiques, en effet, la température ambiante de la zone climatique E3 nuit la performance thermique du système à absorption ce qui résulte en chute de puissance frigorifique et thermique du générateur donc une surface de captation solaire réduite, voir figure.3.22.



**Figure.3.48** : Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E3 (mois de Juillet).

L'évolution de la fraction solaire en fonction de la surface de captation solaire pour la zone E4 est présentée dans la figure.3.49. Il est à noter que la surface de captation solaire est moins importante comparativement aux zones précédentes et cela dû aux conditions climatiques de cette zone qui poussent la machine à produire moins de froid par conséquent consommer moins d'énergie thermique au niveau du générateur.

La surface des capteurs solaire du type *Cube France* et *Vitosol 300T* est de seulement 16 m<sup>2</sup> pour assurer la totalité des besoins thermiques de la machine à absorption, suivi par 20 m<sup>2</sup> de capteurs solaires *Vitosol 200T* et *SunTask* et finalement 22 m<sup>2</sup> de capteurs *AuroTherm* et *SunSys*.



**Figure.3.49** : Fraction de charge en fonction de la surface de différents capteurs solaires à tubes sous vide à caloduc pour la zone E4 (mois de Juillet).

### 3.8 CONCLUSION

Dans ce chapitre, une analyse de performance des systèmes de climatisation à absorption Eau-LiBr de petite puissance a été réalisée par simulation numérique dans les conditions thermiques des cinq zones climatiques algériennes. Deux machines à absorption commerciales ont été sélectionnées en tant qu'études de cas, à savoir, une machine frigorifique à simple effet Yazaki de 17,6 kW et une machine frigorifique à double effet de 16 kW. Le coefficient de performance (COP) et la puissance frigorifique des machines à absorption ont été calculés pour chaque zone climatique à deux températures d'eau glacée, à savoir 7 °C et 12 °C.

Une étude paramétrique avait été réalisée en faisant varier les conditions thermiques du fluide de refroidissement et de la source chaude. Les résultats de ces opérations peuvent être résumés comme suit :

- La machine à absorption à simple effet était capable de fonctionner avec un COP supérieur à 0,6 sous une température de l'air ambiant comprise entre 30 et 40 °C pour produire de l'eau glacée à 7 °C. La machine à absorption à double effet a développé un COP supérieur à 1,0 dans une plage de température de l'air ambiant de 30 à 40 °C pour produire de l'eau glacée à 7 °C.
- En augmentant la température ambiante de 30 à 40 °C, la capacité frigorifique a été réduite de 63% et 48% en produisant de l'eau glacée à des températures respectivement de 7 °C et 12 °C dans le cas de la machine à absorption simple effet. Les taux de dégradation correspondants étaient de 56% et 44% dans le cas de la machine à absorption à double effet.
- Dans les conditions climatiques des zones E1 et E2 et de l'eau glacée à 7 °C, la machine à absorption à simple effet a fourni 37% de sa puissance frigorifique nominale à des températures de source chaude respectives de 90 et 100 °C; Pendant ce temps, la machine à absorption à double effet a réalisé 91% de sa puissance frigorifique nominale à des températures de source chaude de 140 et 150 °C, respectivement.
- Sous les conditions climatiques des zones E3 et E4, la machine à absorption à simple effet n'a pas pu produire d'eau glacée à 7 °C; pendant ce temps, la puissance frigorifique fournie par la machine à absorption à double effet était bien

inférieure à la valeur nominale, même pour une source chaude à haute température.

- En augmentant la température de l'eau glacée de 7 °C à 12 ° C, la machine à absorption simple effet a pu fonctionner dans les conditions climatiques des zones E3 et E4 et a permis de développer respectivement 45% et 33% de sa puissance frigorifique nominale avec une température de source chaude de 110°C. La machine à absorption à double effet a fourni jusqu'à 80% de sa puissance frigorifique nominale pour produire de l'eau glacée à 12°C dans les zones E3 et E4 pour des températures de source chaude de 155 et 160 ° C, respectivement.
- En ce qui concerne la dernière zone climatique E5, ni la machine à absorption à simple effet, ni celle à double effet n'ont pu fonctionner de manière normale, soit en raison de la cristallisation dans la solution Eau-LiBr, soit en raison d'une très faible efficacité. Cela était dû aux températures élevées requises dans l'absorbeur et le condenseur. Pour surmonter ces limitations, les recommandations suivantes pourraient être envisagées : (i) Un échangeur de chaleur géothermique pourrait être utilisé pour dissiper la chaleur dégagée dans l'absorbeur et le condenseur ; (ii) L'addition d'autres sels au bromure de lithium pour élargir la plage de solubilité de la solution ; (iii) L'utilisation d'un mélange liquide à base d'ammoniac tel que l'ammoniac-nitrate de lithium en tant que paire de travail.
- Compte tenu de la puissance frigorifique fournie par la machine à absorption double effet dans les conditions climatiques des zones E3 et E4 et de l'énorme potentiel d'irradiation solaire disponible dans ces zones, il est beaucoup plus recommandé d'utiliser la configuration à double effet plutôt que celui à simple effet pour les applications de climatisation par énergie solaire dans ces zones algériennes de climat chaud.

L'étude de simulation réalisée sous TRNSYS a permis de visualiser les performances thermiques d'une installation solaire pour la production d'eau chaude destinée à la machine à absorption simple effet. En effet, l'étude sous les différents climats algérien nous a montré la nécessité d'installer un système d'appoint dans les conditions climatiques des zones E3, E4 et E5. Utilisant l'outil de simulation



EES (Engineering Equation Solver), les résultats de l'étude exergétique du cycle à absorption simple effet sont présentées en Annexe C **[113]**.

## CONCLUSION GENERALE

Le présent travail se base sur l'étude de faisabilité d'une installation de climatisation par machine à absorption dans les conditions météorologiques des différentes zones climatiques Algériennes cités au premier chapitre. Pour cela, deux machines à absorption simple et double effet ont été choisies, à savoir, une machine à absorption simple effet du type Yazaki 17,6 kW<sub>cool</sub> et une machine double effet du type Broad 16 kW<sub>cool</sub>.

Après avoir cité les différents travaux réalisés sur le développement des cycles à absorption simple et double effet fonctionnant par le couple de travail Eau-LiBr, des modèles mathématiques destinés pour la détermination des propriétés thermodynamiques du fluide de travail Eau-LiBr pour les deux cycles ont été présentés dans le deuxième chapitre. Une connaissance des propriétés thermodynamiques du couple binaire nous a permis de déterminer l'état thermodynamique de chaque point du cycle, en effet, dans notre étude, les deux cycles à absorption simple et double effet ont été modélisés et les différents bilans thermiques des composant des deux cycles à absorption ont été présentés. Utilisant le premier et le second principe de la thermodynamique, les échanges thermiques entre la machine et le milieu extérieur ainsi que les taux de destruction d'exergie ont été calculés.

Les résultats de l'analyse des deux machines à absorption Yazaki simple effet et Broad double effet pour deux températures d'eau glacée, à savoir 7 °C et 12 °C et pour les conditions météorologiques des cinq zones climatiques Algériennes montrent que la machine à absorption à simple effet était capable de fonctionner avec un COP supérieur à 0,6 sous une température de l'air ambiant comprise entre 30 et 40 °C pour produire de l'eau réfrigérée à 7 °C. Tandis que la machine à absorption à double effet a développé un COP supérieur à 1,0 dans une plage de température de l'air ambiant de 30 à 40 °C pour produire de l'eau réfrigérée à 7 °C. L'augmentation de la température ambiante de 30 à 40 °C fait chuter la capacité frigorifique de 63% et 48% en produisant de l'eau glacée à des températures respectivement de 7 °C et 12 °C dans le cas de la machine à absorption simple effet. Les taux de dégradation correspondants étaient de 56% et 44% dans le cas de la machine à absorption à double effet.

La simulation du fonctionnement des deux machines frigorifiques sous les conditions météorologiques des zones climatiques nous a permis de constater que dans les conditions climatiques des zones E1 et E2 et pour la production d'eau glacé à 7 °C, la machine à absorption à simple effet a fourni 37% de sa capacité de refroidissement nominale à des températures de source chaude respectives de 90 et 100 ° C; Pendant ce temps, la machine à absorption à double effet a réalisé 91% de sa capacité de refroidissement nominale à des températures de source chaude de 140 et 150 ° C, respectivement.

Par contre, sous les conditions climatiques des zones E3 et E4, la machine à absorption à simple effet n'a pas pu produire d'eau glacé à 7 °C ; pendant ce temps, la puissance frigorifique fournie par la machine à absorption à double effet était bien inférieure à la valeur nominale, même pour une source chaude à haute température.

En augmentons la température de l'eau glacé de 7 °C à 12 ° C, la machine à absorption simple effet a pu fonctionner dans les conditions climatiques des zones E3 et E4 et a fourni respectivement 45% et 33% de sa capacité de refroidissement nominale avec une température de source chaude de 110 ° C. La machine à absorption à double effet a fourni jusqu'à 80% de sa puissance frigorifique nominale pour produire de l'eau glacé à 12°C dans les zones E3 et E4 pour des températures de source chaude de 155 et 160 ° C, respectivement.

En ce qui concerne la dernière zone climatique E5, ni la machine à absorption à simple effet, ni celle à double effet n'ont pu fonctionner de manière normale, soit en raison de la cristallisation dans la solution eau-LiBr, soit en raison d'une très faible efficacité. Cela était dû aux températures élevées requises dans l'absorbeur et le condenseur. Pour surmonter ces limitations, les recommandations suivantes pourraient être envisagées : (i) Un échangeur de chaleur géothermique pourrait être utilisé pour dissiper la chaleur dégagée dans l'absorbeur et le condenseur ; (ii) L'addition d'autres sels au bromure de lithium pour élargir la plage de solubilité de la solution ; (iii) L'utilisation d'un mélange liquide à base d'ammoniac tel que l'ammoniac-nitrate de lithium en tant que paire de travail.

Compte tenu de la puissance frigorifique fournie par la machine à absorption double effet dans les conditions climatiques des zones E3 et E4 et de l'énorme

potentiel d'irradiation solaire disponible dans ces zones, il est beaucoup plus recommandé d'utiliser la configuration à double effet plutôt que celui à simple effet pour les applications de climatisation par énergie solaire dans ces zones algériennes de climat chaud.

L'étude de faisabilité d'utilisation de l'énergie solaire comme source motrice pour la machine à absorption à simple effet sous les conditions climatiques des cinq zones a été présentée et la surface de captation solaire est estimée utilisant la méthode de F-Chart. En effet, plusieurs types de capteurs solaires thermiques à tubes sous-vide et échangeur caloduc ont été considérés.

Les performances horaires des deux systèmes à absorption simple et double effet sont présentées pour les cinq villes algériennes représentant les cinq zones climatiques de l'Algérie. Une étude sur TRNSYS a été réalisée afin d'étudier la capacité d'un système solaire thermique de produire de l'eau chaude à la température désirée par la machine à absorption.

La méthode f-Chart a été utilisée pour le calcul de la surface de captation solaire nécessaire pour l'alimentation de la machine à absorption. La fraction solaire est tracée en fonction de la surface de captation solaire pour différents types de capteurs solaire thermiques à tubes sous vide et caloduc.

#### ✓ Perspectives

Il est important de noter la possibilité d'étudier l'influence du refroidissement du condenseur des machines à absorption utilisant l'une des solutions proposées précédemment. La réutilisation de l'air frais contenu dans l'habitation à climatiser pour le refroidissement du condenseur/absorbeur mérite d'être étudiée.

Vu l'incapacité des deux systèmes à absorption de fonctionner sous les conditions météorologiques de la dernière zone climatique, et vu la capacité du système à absorption double effet de supporter un tel climat, on peut proposer comme suite à ce travail d'étudier la possibilité de l'utilisation des capteurs solaires de type cylindro-parabolique pour l'alimentation des machines frigorifiques à double effet.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Agence Internationale de l'Énergie (IEA), "Energy Access Outlook 2017", Site Web : [www.iea.org](http://www.iea.org) .
2. Ministère de l'Énergie et des Mines, " Bilan Énergétique National 2016 ", Alger, Edition (2017).
3. Ministère de l'Énergie et des Mines " Consommation Énergétique de l'Algérie, Chiffres Clés de l'Année 2015" APRUE, Alger, Edition (2017).
4. Ministère de l'Énergie et des Mines " La situation Énergétique Régionale, Chiffres Clés de l'Année 2013", APRUE, Alger, Edition (2015).
5. Al-Alili, A. Islam, M.D. Kubo, I. Hwang, Y. Radermacher, R. "Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi". Appl. Energy 93, (2012), 160-167.
6. M.U. Siddiqui, S.A.M. Said "A review of solar powered absorption systems" Renewable and sustainable energy reviews 42, (2015), 93-115.
7. N.A. Darwish, S.H. Al-Hashimi, A.S. Al-Mansoori, "Performance Analysis and Evaluation of a Commercial Absorption–Refrigeration Water–Ammonia (ARWA) System", Int Jour Ref 31, Abu Dhabi, (2008), 1214-1223.
8. D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, "Air-Cooled LiBr–Water Absorption Chillers for Solar Air Conditioning in Extremely Hot Weathers" Eng Conv & Mgmt 50, Austria, (2009), 1018–1025.
9. Tobni Abdessamed Mekhoukh Yacine, " Etude et Dimensionnement d'une Machine Frigorifique à Absorption Fonctionnant avec un Capteur Cylindro Parabolique sur des Sites Arides ", Thèse d'Ingénieur, Algérie, (2010).
10. Pedro J. Martí'Nez, Jose C. Martinez, Manuel Lucas, "Design and Test Results of a Low-Capacity Solar Cooling System in Alicante (Spain)" Solar Energy 86, PP. Espagne, (2012), 2950–2960.
11. S. Kherris, D. Zebbar, M. Makhlof, S. Zebbar Et K. Mostefa, " Etude et Analyse d'une Machine Frigorifique à Absorption-Diffusion Solaire NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>", Revue des Energies Renouvelables Vol. 15 n°3, Algérie, (2012), 373 – 382.

12. Rabah Gomri, "Simulation Study on the Performance of Solar/Natural Gas Absorption Cooling Chillers" *Energy Conversion and Management* 65, Algérie, (2013), 675–681.
13. Chekirou Wassila " Etude et Analyse d'une Machine Frigorifique Solaire à Adsorption ", Thèse de Doctorat en Science, Constantine, (2008).
14. A EL Almers " Etude du 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 Solaire ", Thèse de Doctorat, Tetouan, (2002).
15. F. Poyelle, J. J. Guillemot, F. Meunier, "Experimental Tests of and Predictive Model of an Adsorptive Air Conditioning Unit", *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 38, (1999), 298-309.
16. Michel Feidt " Génie Energétique du Dimensionnement des Composants au Pilotage des Systèmes " Dunod, Paris, (2014).
17. S. Ayyash, "An Assessment of the Feasibility of Solar Absorption and Vapor Compression Cooling Systems", *Energy Conv & Mgmt*, vol. 21, Kuwait, (1981), 163-169.
18. R. K. Suri and S. Ayyash, "Solar Absorption Cooling Effect on Operational Parameters on Power Saving", *Revue International du froid*, Vol 5 No 5, Kuwait, (1982).
19. K.F. Fong, C.K. Lee, T.T. Chow, "Comparative Study of Solar Cooling Systems with Building-Integrated Solar Collectors for Use in Sub-Tropical Regions Like Hong Kong", *Applied Energy* 90, Hong Kong, (2012), 189–195.
20. Z.S. Lu, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, X.R. Lu, C.B. Yang, Y.C. Ma, G.B. Ma, "Study of a Novel Solar Adsorption Cooling System and a Solar Absorption Cooling System with New CPC Collectors" *Renewable Energy* 50, Chine, (2013), 299-306.
21. M. G. Osman, "Performance Analysis and Load matching for Tracking Cylindrical Parabolic Collectors for Solar Cooling in Arid Zones" *Ener Conv & Mgmt* Vol. 25, No. 3, Kuwait, (1985), 29-302.
22. Osama Ayadi, Marcello Aprile, Mario Motta, "Solar Cooling Systems Utilizing Concentrating Solar Collectors - an Overview", *Energy Procedia* 30, Italy, (2012), 875 – 883.

23. Balghouthi M, Chahbani M, Guizani A. "Investigation of a solar cooling installation in Tunisia". *Applied Energy* 98, (2012), 138-148.
24. A Buonomano, F. Calise, A. Palombo "Solar Heating and Cooling Systems by CPVT and ET Solar Collectors: A Novel Transient Simulation Model" *Applied Energy* 103, Italy, (2013), 588–606.
25. Pongtornkulpanich, A. & Thepa, S. & Amornkitbamrung, M. & Butcher, C. "Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H<sub>2</sub>O single-effect absorption cooling system in Thailand," *Renewable Energy* vol. 33 (5), (2008), 943-949.
26. E. Bellos, C. Tzivanidis, Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates, *Applied Thermal Engineering* (2017), doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.005>
27. Keith E. Herold, Reinhard Radermacher, Sanford A. Klein "Absorption Chillers and Heat Pumps, Second Edition" CRC Press, USA, (2016).
28. Rabah Gomri, Riad Hakimi, "Second Law Analysis of Double Effect Vapor Absorption Cooler System" *Eng Conv & Mgmt* 49, Algeria, (2008), 3343–3348.
29. Rabah Gomri, "Second Law Comparison of Single Effect and Double Effect Vapor Absorption Refrigeration Systems" *Eng Conv & Mgmt* 50, Algeria, (2009), 1279–1287.
30. Rabah Gomri, "Investigation of the Potential of Application of Single Effect and Multiple Effect Absorption Cooling Systems" *Eng Conv & Mgmt* 51, Algeria, (2010), 1629–1636.
31. Y. Kaita "Simulation results of triple-effect absorption cycles", ELSEVIER, (2002).
32. G. Ali Mansoori Vinod Patel "Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems" *Solar Energy*, Vol 22 (6), (1979), 483-491.
33. Mehrdad Khamooshi, Kiyam Parham, Ugur Atikol "Overview of Ionic Liquids Used as Working Fluids in Absorption Cycles" *Advances in Mechanical Engineering*, Vol 2013, ID 620592, Turkey, (2013).
34. Jian Sun, Lin Fu, Shigang Zhang "A Review of Working Fluids of Absorption Cycles" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, China, (2012), 1899-1906

35. Li M, Xu C, Hassanien R, Xu Y, Zhuang B. "Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide–water absorption cooling system". *International Journal of Refrigeration* 71, (2016), 46-59.
36. Darkwa J, Fraser S, Chow D. "Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system". *Energy* 39 (1), (2012), 395-402.
37. Sarabia Escriva E.J, Lamas Sivila E.V, Soto Frances V.M. "Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field, Application to Spanish climates". *Solar Energy* 85 (9), (2011), 2108-2121.
38. Balghouthi M, Chahbani M, Guizani A. "Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia". *Building and Environment* 43 (9), (2008), 1459-1470.
39. Lizarte R, Izquierdo M, Marcos J, Palacios E. "An innovative solar-driven directly aircooled LiBr–H<sub>2</sub>O absorption chiller prototype for residential use" *Energy and Buildings* 47, (2012), 1-11.
40. Henning, Hans-Martin "Solar assisted air conditioning of buildings – an overview", *Applied Thermal Engineering* (10) vol 27, (2007), 1734-1749.
41. Omar Ketfi, M. Merzouk, N. Kasbadji Merzouk, S. El Metenani "Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H<sub>2</sub>O)" *Energy Procedia* Vol 74, (2015), 130-138.
42. Agrouaz Y, Bouhal T, Allouhi A, Kousksou T, Jamil A, Zeraoui Y. "Energy and parametric analysis of solar absorption cooling systems in various Moroccan climates". *Case Studies in Thermal Engineering* 9, (2017), 28-39.
43. Viñas E, Best R, Lugo S. "Simulation of solar air conditioning systems in coastal zones of Mexico". *Applied Thermal Engineering* 97, (2016), 28-38.
44. Bahria S, Amirat M, Hamidat A, Ganaoui M.E, Slimani M.E.A. "Parametric study of solar heating and cooling systems in different climates of Algeria - A comparison between conventional and high-energy-performance buildings". *Energy* 113, (2016), 521-535.
45. CSTB " Notice Technique : pour l'Application du Règlement de la Construction en Algérie N°57", cahier 456, (Août 1962).
46. J. C. Borel « Etude Justificative de la Définition des Zones Climatiques en Algérie » Cf. *Ind. Thermiques* N°5-1960, (1960), 241-247.



47. BELGAID B. Zones climatiques de l'Algérie. Département d'architecture de Batna, (2011).
48. Ministère de l'habitat et de l'Urbanisme, CNERIB "Recommandations architecturales", Editions ENAG, Alger, (1993).
49. Ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme, CNERIB "Règlementation Thermique des Bâtiments d'Habitation" Document Technique Règlementaire (D.T.R. C 3-2), Alger, (Décembre 1997).
50. Ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme, CNERIB "Règlementation Thermique du Bâtiment" Document Technique Règlementaire (D.T.R. C 3-T), Alger, (Juin 2011)
51. Albers J. "New absorption chiller and control strategy for the solar assisted cooling system at the German federal environment agency". International Journal of Refrigeration 39, (2014), 48-56.
52. Bujedo L, Rodríguez J, Martínez P. "Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load". Solar Energy 85 (7), (2011), 1302-1315
53. Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Stephen D. White, Graham L. Morrison "Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: An energetic, economic and environmental (3E) assessment" Renewable Energy 86, (2016), 955-971
54. Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Stephen D. White, Graham L. Morrison "A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications" Energy Conversion and Management 114, (2016) 258–277
55. Francis Agyenim "The use of enhanced heat transfer phase change materials (PCM) to improve the coefficient of performance (COP) of solar powered LiBr/H<sub>2</sub>O absorption cooling systems" Renewable Energy 87, (2016), 229-239
56. Agyenim F, Knight I, Rhodes M. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H<sub>2</sub>O solar thermal absorption cooling system with a cold store. Solar Energy 84 (5), (2010), 735-744.
57. Zongwei Han, Yanqing Zhang, Xin Meng, Qiankun Liu, Weiliang Li, Yu Han, Yanhong Zhang "Simulation study on the operating characteristics of the heat

- pipe for combined evaporative cooling of computer room air-conditioning system” *Energy* 98, (2016), 15-25.
58. Francesco Reda, Maxime Viot, Kari Sipilä, Martin Helm “Energy assessment of solar cooling thermally driven system configurations for an office building in a Nordic country” *Applied Energy* 166, (2016), 27–43.
  59. Rapport de l’Agence International de l’Energie IEA, (2018).
  60. Alain BRICARD Serge CHAUDOURNE “ Caloducs ” DOSSIER b9545, *Techniques de l’Ingénieur*, (1997).
  61. Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk “ Performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires Broché ”, Editions Universitaires Européennes, ISBN : 978-3838184586, (2014).
  62. M. Merzouk, “ Contribution à la Détermination des Performances Théoriques et Expérimentales des Capteurs Solaires à Tubes Sous Vide en Régime Transitoire ”, Thèse de Doctorat, Université de Tlemcen, (2004).
  63. M. Merzouk “ Contribution à la Détermination des Performances Théoriques et Expérimentales des Capteurs Solaires Sous-vide en Régime Permanent” , Thèse de Magistère, Centre d’Etudes Nucléaires et Solaires, France, (1986).
  64. M.A. Sabiha, R. Saidur, Saad Mekhilef, Omid Mahian “Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51, (2015), 1038-1054
  65. Stéphane Lips, Frédéric Lefèvre “A general analytical model for the design of conventional heat pipes” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 72, (2014), 288–29
  66. Kalla Fayçal “ Conversion thermodynamique de l’énergie solaire : Etude et modélisation d’un capteur solaire ”, Thèse de magister, Université de Batna, (2014).
  67. Yonggang Jiao, Guodong Xia, Wei Wang “Transient and isothermal characteristics of a particular heat pipe” *International Communications in Heat and Mass Transfer* 54, (2014), 42–47.
  68. Bouakaz Amina “ Etude du potentiel d’énergie solaire thermique utilisé pour la production de l’eau chaude dans l’industrie agro-alimentaire ”, Thèse de magister, université de Batna, (2012).

69. Cyril Romestant “ Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations ”, Thèse de doctorat, université de Poitiers, (2000).
70. Guillermo Martínez-Rodríguez Amanda L.Fuentes-Silva Martín Picón-Núñez “Solar thermal networks operating with evacuated-tube collectors” Energy Volume 146, (2018), 26-33
71. R.W.Moss P.Henshall F.Arya G.S.F.Shire T.Hyde P.C.Eames “Performance and operational effectiveness of evacuated flat plate solar collectors compared with conventional thermal, PVT and PV panels” Applied Energy Volume 216, (2018), 588-601
72. S. Siva Kumar K. Mohan Kumar S.R. Sanjeev Kumar “Design of Evacuated Tube Solar Collector with Heat Pipe” Materials Today: proceedings, Volume 4 (14), (2017), 12641-12646
73. Alexios Papadimitratos Sarvenaz Sobhansarbandi Vladimir Pozdin Anvar Zakhidov Fatemeh Hassanipour “Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials” Solar Energy Volume 129, (2016), 10-19
74. Jocelyn BONJOUR, Frédéric LEFÈVRE, Valérie SARTRE, Yves BERTIN, Cyril ROMESTANT, Vincent AYEL, Vincent PLATEL “ Systèmes diphasiques de contrôle thermique - Boucles capillaires et gravitaires ”, DOSSIER BE9546, Techniques de l'Ingénieur, (2011).
75. Jocelyn BONJOUR, Frédéric LEFÈVRE, Valérie SARTRE, Yves BERTIN, Cyril ROMESTANT, Vincent AYEL, Vincent PLATEL “ Systèmes diphasiques de contrôle thermique – Micro-caloducs et caloducs oscillants ” DOSSIER BE9547, Techniques de l'Ingénieur, (2011).
76. Jocelyn BONJOUR, Frédéric LEFÈVRE, Valérie SARTRE, Yves BERTIN, Cyril ROMESTANT, Vincent AYEL, Vincent PLATEL “ Systèmes diphasiques de contrôle thermique- Thermosiphons et caloducs ”, DOSSIER BE9545, Techniques de l'Ingénieur, (2010).
77. Yvan AVENAS Charlotte GILLOT Christian SCHAEFFER “ Caloducs plats en silicium pour composants électroniques ”, DOSSIER RE16, Techniques de l'Ingénieur, (2004).
78. Ministère de l'Energie “ Listes des Matières et Produits Chimiques dangereux soumis à autorisation préalable du Ministère de l'Energie et des Mines ”, (2006).

79. Al-Ugla, El-Shaarawi, M.Said "Alternative designs for a 24-hours operating solar-powered LiBr–water absorption air-conditioning technology" *International Journal of Refrigeration* Volume 53, (2015), 90-100.
80. Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Stephen D. White, Graham L. Morrison "A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications" *Energy Conversion and Management* 114, (2016), 258–277
81. David Miao, "Simulation model of a single-stage lithium bromide-water absorption cooling unit", NASA Technical Paper 1296, Lewis Research Center, USA, (1978).
82. Lansing F. L., Computer modelling of a single-stage Lithium Bromide/Water absorption refrigeration unit, JPL Deep Space Network Progress Report, 42-32, (1976), 247-257,.
83. Francesco Reda, Maxime Viot, Kari Sipilä, Martin Helm "Energy assessment of solar cooling thermally driven system configurations for an office building in a Nordic country" *Applied Energy* 166, (2016), 27–43
84. Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Stephen D. White, Graham L. Morrison "Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: An energetic, economic and environmental (3E) assessment" *Renewable Energy* 86, (2016), 955-971.
85. Z. Y. Xu, R. Z. Wang, Solar-powered absorption cooling systems, *Advances in Solar Heating and Cooling*, (2016), 251-298.
86. Jahandardoost, Mohsen, "Simulation of an Air Cooled Single-Effect Solar Absorption Cooling System with Evacuated Tube Collectors" UNLV Theses, Dissertations, Professional Papers, and Capstones. 2271, (2015).
87. ASHRAE fundamentals, "Thermodynamic properties of refrigerant, Chapter 30", Inch-Pound Edition, (2009).
88. J. Patek, J. Klomfar "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range" *IJRefri* 29, (2006), 566-578.
89. Tesha "Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant" MSc thesis, University of Iceland, (2009).

90. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP), [www.nist.gov](http://www.nist.gov)
91. Duffie J. A., Beckman W. A., Solar engineering of thermal processes, Fourth Edition Sons and Wiley, New York, (2013).
92. M. Feidt, A. Kheiri, V. Long Le, “ Analyse exergétique d’un cycle organique de Rankine (COR) sous-critique pour récupérer les chaleurs perdues à basse température ”, CORT’12, Bulgarie, (2012).
93. J. C. Martinez, P. J. Martinez, L. A. Bujedo, “Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17,6 kW LiBr-water absorption chiller”, Renewable Energy 86, (2016), 473-482.
94. Keith F.H, Radermacher R, Klein S. A. Absorption Chiller and Heat Pumps. Second Edition, CRC, USA, (2016).
95. Manuel de formation “Technique frigorifique/Climatisation” Webasto, Stockdorf, (2003).
96. M. Quiston, “Heating ventilating and air conditioning, Analyze and design”, Sixth edition, Wiley, USA, (2005), 571-572.
97. Yunus A. Çengel and Michael A. Boles, “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 5th edition, McGraw-Hill, (2006).
98. T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. Dewitt “Fundamentals of Heat and Mass Transfer” 7th Edition, John Willey & Sons, USA, (2011).
99. J. Martinez, P. J. Martinez, L. A. Bujedo “Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller” Renewable Energy 86, Spain, (2016), 473-482.
100. ASHRAE, “ Handbook of Fundamentals ”, (2005).
101. York “International Corporation Absorption Chiller Selection Program”, (1995).
102. ZAE Bayern, Personal Internal Communication.
103. Gommed, K., Grossman, G. “Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems” Ashrae Trans, vol. 96 (Part1), 1590-1598.
104. J. A. Rodríguez Carabias “ Desarrollo de un Banco de Ensayos Multifuncional y de los Procedimientos para Caracterizar Equipos Térmicos de Refrigeración y Bombas de Calor de Pequeña Potencia ” Thèse de Doctorat, Espagne (2013).

105. National Institute of Standards and Technology (NIST), US Department of Commerce, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>
106. Wagner W, Pruß A, "The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use". J Phys Chem Ref Data, 31 (2), (2002), 387–535.
107. Bourouis M, Vallès M, Medrano M, Coronas A, "Absorption of water vapour in the falling film of water–(LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions". International Journal of Thermal Sciences, 44 (5), (2005), 491-498.
108. Bourouis M, Vallès M, Medrano M, Coronas A, "Performance of air-cooled absorption air conditioning systems working with water-(LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl)", J Process Mech Eng 219, (2005), 205-12.
109. Asfand F, Stiriba Y, Bourouis M, "Performance evaluation of membrane-based absorbers employing H<sub>2</sub>O/(LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) and H<sub>2</sub>O/(LiNO<sub>3</sub>+KNO<sub>3</sub>+NaNO<sub>3</sub>) as working pairs in absorption cooling systems", Energy 115, (2016), 781-790.
110. Zamora M, Bourouis M, Coronas A, Vallès M, "Pre-industrial development and experimental characterization of new air-cooled and water-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chillers" International Journal of Refrigeration 45, (2014), 189-197.
111. Zamora M, Bourouis M, Coronas A, Vallès M, "Part-load characteristics of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller". International Journal of Refrigeration 56, (2015), 43-52.
112. Omar Ketfi, Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk, Mahmoud Bourouis "Faisibility study and Performance evaluation of low capacity water-LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian Climate zones" International Journal of Refrigeration 82, (2017), 36-50.
113. Omar Ketfi, Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk, Said El Metenani "Modeling and simulation of a single stage solar absorption cooling machine under Algerian climate" IEEE Xplore (2015), 1 – 5.

## ANNEXE A

### GISEMENT SOLAIRE

#### 1.1 Eclairage et Irradiation solaire

Dans toute étude de simulation des dispositifs solaires, les données météorologiques d'éclairage et de température ambiante sont indispensables. Pour manque de mesures, on doit s'orienter vers des modèles d'estimation ou de reconstitution.

L'éclairage solaire extraterrestre est donné par **[1]**:

$$I_0 = I_{cs} \left[ 1 + 0.33 \cos \left( \frac{360N_j}{365} \right) \right] \quad (1.1)$$

Avec :  $I_{cs}$  Constante solaire, estimée par 1367 W/m<sup>2</sup> avec une erreur de 1% selon le WRC (World Radiation Center) **[2]**, valeur ramenée à 1366.1 W/m<sup>2</sup> par l'*ASTM International* après 2006 **[3]**.

$N_j$  : Numéro du jour dans l'année.

En l'absence de mesures réelles, on est obligé de suivre l'une des deux méthodes pour l'estimation de l'éclairage solaire :

- Soit par l'utilisation de tables estimant la radiation solaire selon le lieu étudié. Pour le cas de l'Algérie, ces estimations sont résumées dans l'ouvrage de *CAPDEROU 1987 (Atlas Solaire de l'Algérie)* **[4]**.
- Soit par des modèles établis pour l'estimation de l'éclairage solaire globale ou l'une de ces composants dans une région donnée.

#### 1.2 Estimation du rayonnement solaire par ciel clair :

- Modèle de Hottel, Lui et Jordan :

Le modèle proposé par *Hottel (1976)* **[5]**, pour l'estimation de l'éclairage direct reçu sur un plan horizontal est donné par :

$$I_{hb} = I_0 (\sin h) \tau_b \quad (A.2)$$

Avec :  $h$  la hauteur du soleil.

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp(-a_2 / \sin h) \quad (A.3)$$

Les coefficients  $a_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  ont été établis pour des visibilités de 23 et 5 km, tel que :

$$a_i = a + b(c - z)^2, i = 0, 1, 2 \quad (\text{A.4})$$

Avec :  $z$  l'Altitude du lieu, exprimée en km.

Pour tenir compte de la transmittivité du diffus on peut utiliser la relation proposée par

*Liu et Jordan (1960) [6]*, soit :

$$\tau_d = 0.2710 - 0.2939\tau_b \quad (\text{A.5})$$

Avec  $I_d = I_0\tau_d$

Table.A.1 : Coefficients de Hottel :

Visibilité	$a_0$			$a_1$			$a_2$		
	$A$	$b$	$c$	$a$	$b$	$c$	$a$	$b$	$c$
<b>23 km</b>	0.4237	-0.0082	6	0.5055	0.00595	6.5	0.2711	0.01858	2.5
<b>5 km</b>	0.2538	-0.0063	6	0.7678	0.001	6.5	0.249	0.081	2.5

- Modèle de Perrin de Brichambaut :

Perrin de Brichambaut propose [7]:

$$I_b = A \sin h \exp \left\{ - \left[ C \sin \left( h + \frac{4\pi}{180} \right) \right]^{-1} \right\} \quad (\text{A.6})$$

Pour le direct, et :

$$I_d = B(\sin h)^{0.4} \quad \text{Pour le diffus.} \quad (\text{A.7})$$

Le global est estimé par sommation ou directement par :

$$I_g = D(\sin h)^E \quad (\text{A.8})$$

Les coefficients  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  et  $E$  dépendent de la qualité du ciel (voir tableau A.2).



Table.A.2 : Coefficients donnés par *Perrin de Brichambaut* [7].

Ciel	A [W/m <sup>2</sup> ]	B [W/m <sup>2</sup> ]	C	D [W/m <sup>2</sup> ]	E
Très clair	1300	87	6	1150	1.15
Moyen	1230	125	4	1080	1.22
Pollué	1200	187	2.5	990	1.25

D'après *Capderou* [4], la relation donnant le meilleur résultat pour l'Algérie s'écrit :

$$I_g = 1080 \left[ 1 + 0.033 \cos \left( 360 \frac{N_J}{365} \right) \right] \sin h [\sin h / (0.89)^Z]^{0.22} \quad (\text{A.9})$$

- Modèle de R.Sun :

L'éclairement directe est exprimé par la relation suivante (*Hofierka* [8]):

$$I_d = (\sin h_0) G_0 \exp(-0.8662 T_{LK} m \delta_R) \quad (\text{A.10})$$

Avec :  $(-0.8662 T_{LK})$  correction du facteur de turbidité de Linke corrigé par *Kasten* [9].

$m$  : masse d'air optique :

$$m = \left( \frac{P}{P_0} \right) \left( \sin h_0^{ref} + 0.50572 (h_0^{ref} + 6.07995)^{-1.6364} \right) \quad (\text{A.11})$$

$h_0^{ref}$  : correction de la hauteur du soleil  $h_0$  (angle formé par la direction du soleil et l'horizon) en degré par la composante de réfraction atmosphère  $\Delta h_0^{ref}$  :

$$\Delta h_0^{ref} = \frac{0.061359(0.1594 + 1.123 h_0 + 0.065656 h_0^2)}{1 + 28.9344 h_0 + 277.3971 h_0^2} \quad (\text{A.12})$$

$$h_0^{ref} = h_0 + \Delta h_0^{ref}$$

Le rapport  $\left( \frac{P}{P_0} \right)$  est la correction de l'altitude du lieu :

$$\left( \frac{P}{P_0} \right) = \exp \left( -\frac{z}{8434.5} \right) \quad (\text{A.13})$$

Le paramètre  $\delta_R$  représente l'épaisseur optique de Rayleigh et est calculé par la relation corrigée par *Kasten* [9] :

Pour  $m \leq 20$

$$\delta_R = (6.6296 + 1.7513 m - 0.1202 m^2 + 0.0065 m^3 - 0.00013 m^4)^{-1} \quad (\text{A.14})$$

Pour  $m > 20$

$$\delta_R = (10.4 + 0.718 m)^{-1} \quad (\text{A.15})$$

L'éclairement diffus est exprimé par la relation :

$$D = G_0 T_n F_d \quad (\text{A.16})$$

Avec  $T_n$  fonction de transmission diffuse, elle est comprise entre 0 et 0.3 et est donnée par **[10]**:

$$T_n = -0.015843 + 0.030543 T_{LK} + 0.0003797 T_{LK}^2 \quad (\text{A.17})$$

$F_d$  : fonction d'altitude solaire diffuse, dépend seulement de la hauteur du soleil :

$$F_d = A_1 + A_2 \sin h_0 + A_3 \sin^2 h_0 \quad (\text{A.18})$$

Avec  $A_1$ ,  $A_2$  et  $A_3$  dépendent du facteur de turbidité de Linke.

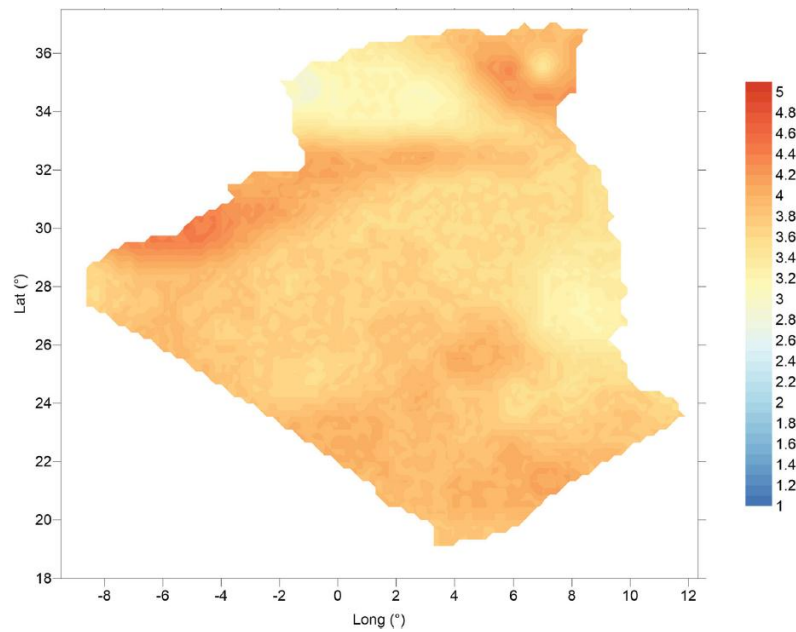


Figure.A.1 : Carte du facteur de turbidité annuelle moyenne  $T_{LK}$  pour l'Algérie (Gama et al. **[10]**).

### 1.3 Estimation du rayonnement solaire par ciel variable

Par ciel variable les relations établies expriment l'estimation de l'irradiation moyenne en fonction de la fraction d'insolation ou de l'indice de clarté.

- Relations du type Angström - Black

Les relations exprimées par rapport à la fraction d'insolation, [2] sont du type :

$$\frac{H_h}{H_0} = a + b\bar{\sigma} \quad \text{Relation de Black} \quad (\text{A.19})$$

$$\frac{H_h}{H_{cc}} = a_0 + b_0\bar{\sigma} \quad \text{Relation d'Angström} \quad (\text{A.20})$$

Avec :

$H$  : Irradiation solaire

$\bar{\sigma}$  : Fraction d'insolation

$0, h, cc$  : Indices pour Hors atmosphère, Horizontal et Ciel Clair, respectivement.

Pour l'Algérie, *Capderou* [4] propose, pour les moyennes mensuelles :

$$\frac{\overline{H_{gh}}}{\overline{H_{cc}}} = 0.41 + 0.58 \bar{\sigma} \quad (\text{A.21})$$

$$\frac{\overline{H_{dh}}}{\overline{H_{cc}}} = 0.53 - 0.35 \bar{\sigma} \quad (\text{A.22})$$

Les indices **g** et **d** signifient global et Diffus, respectivement.

Les relations établies à l'échelle du jour sont fonction du mois et du lieu considéré.

Pour l'estimation du global et en exploitant les données mesurées à Bouzaréah, *Mefiti (1996)* [1] propose des relations selon les deux modèles. Les coefficients des relations du type Angström sont donnés dans le tableau A.3.

Table.A.3 : Coefficients du type Angström pour Bouzaréah (Alger).

	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	An
$a_0 (x 10^3)$	217	213	222	241	242	240	271	287	264	241	211	229	233
$b_0 (x 10^3)$	396	443	454	450	438	471	415	381	397	406	404	375	431

- Relations fonctions de l'indice de clarté

La littérature propose plusieurs relations exprimant le rapport Diffus/Global en fonction de l'indice de clarté (défini par  $K_t = \frac{H_{gh}}{H_0}$ ). La plus simple est celle proposée par *Page (1964)* [11], soit :

$$\frac{H_d}{H_g} = a - b\bar{K}_t \quad (\text{A.23})$$

Pour le sud algérien, *Capderou* [4] propose  $a=0.91$  et  $b=0.98$ .

La relation proposée par *Collares-Pereira et Rabl (1979)* [12] intègre en plus l'angle horaire au coucher du soleil, soit :

$$\frac{H_d}{H_g} = 0.775 - 0.00653(\omega_s - 90) - [0.505 + 0.00455(\omega_s - 90)] \cos(115 \bar{K}_t - 103) \quad (\text{A.24})$$

$\omega_s$  : étant l'angle horaire au coucher du soleil.

Les irradiances horaires sont alors reconstituées par des méthodes basées sur les moyennes ou sur des calculs de probabilité (*Duffie et al.* [2] *Lazzarin* [13])

## REFERENCES

1. M. Merzouk, « Contribution à la Détermination des Performances Théoriques et Expérimentales des Capteurs Solaires à Tubes Sous Vide en Régime Transitoire » Thèse de Doctorat, Université de Tlemcen, 2004.
2. Duffie J. A., Beckman W. A., Solar engineering of thermal processes, Fourth Edition Sons and Wiley, New York, 2013.
3. ASTM International E490–00 a “Standard Solar Constant and Zero Air Mass Solar Spectral Irradiance Tables”, 2006.
4. Capderou M., Atlas Solaire de l'Algérie – Modèles Théoriques et Expérimentaux, OPU, mai 1988.
5. Hottel H.C., A Simple Method for Estimating the Transmittance of Direct Solar Radiation Through Clear Atmospheres, Solar Energy, vol 18, pp129, Pergamon Press 1976.
6. Lui B.Y.H. and R.C. Jordan, The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct Diffuse and Total Solar Radiation, Solar Energy, vol. 4, n°3, pp. 1-19,1960.
7. Brichambaut P. et C. Vauge, Le Gisement Solaire, Evaluation de la Ressource Energétique, Technique et Documentation, Paris 1982.
8. Kasten, F., 1996, The Linke turbidity factor based on improved values of the integral Rayleigh optical thickness, Solar Energy, 56: 239-244.
9. Jaroslav Hofierka, Marcel Sári « The solar radiation model for Open source GIS: implementation and applications » GRASS users conference 2002 - Trento, Italy
10. A Gama, F. Yettou, A. Malek & N. L. Panwar « Generation of solar irradiation maps for various applications under Algerian clear-sky conditions », International Journal of Ambient Energy (2018), 39:3, 243-256
11. Page J. K., The Estimation of Monthly Mean Values of Daily Total Short-Wave Radiation on Vertical and Inclined Surfaces from Sunshine Records for Latitudes 40°N-40°S, Proceedings of the UN Conference on New Sources of Energy, Vol 4, pp 378, 1964.
12. Collares-Pereira M and A. Rabl, The Average Distribution-Correlations Between Diffuse and Hemispherical and Between Daily and Hourly Insolation Values, Solar Energy, vol. 22, pp 155-165, 1979.
13. Lazzarin R., Sistemi Solari Attivi, Manuale di Calcolo, Ed. F. Muzzio et Cie, Italie 1981.

## ANNEXE B

### LIMITES DU CONFORT THERMIQUE POUR CHAQUE ZONE

Dans cet annexe, les limites de confort thermique sont données par le Standard ASHRAE 55 (*ASHRAE Standard 55 and Current Handbook of Fundamentals Model*) [1]. Le confort thermique est basé sur la température de bulbe sec, le niveau d'habillement, l'activité métabolique, la vitesse de l'air, l'humidité et la température radiante moyenne. À l'intérieur, on suppose que la température radiante moyenne est proche de la température de bulbe sec.

La zone dans laquelle la plupart des gens se sentent à l'aise est calculée en utilisant le modèle PMV (*Predicted Mean Vote*). Dans les zones résidentielles, les gens adaptent les vêtements pour correspondre à la saison et se sentent à l'aise dans des vitesses d'air plus élevées et ont donc une plage de confort plus large que dans les bâtiments avec des systèmes de chauffage et de climatisation (HVAC) centralisés.

Les paramètres de confort considérés par le Standard ASHRAE 55 sont illustrés dans le tableau suivant :

**Table.B.1** : Conditions de confort selon le standard ASHRAE 55 [1].

Paramètre	Estimation
Pourcentage prévu de personnes satisfaites [%]	90.0 (100 - PPD)
La plus basse température de confort d'hiver calculée par le PMV [°C]	20.3
La plus haute température de confort d'hiver calculée par le PMV [°C]	24.3
La plus haute température de confort d'été calculée par le PMV [°C]	26.7
Humidité relative maximale calculée par le PMV [%]	84.6

Dans cette partie, on a choisi deux régions (willayas) de chaque zone climatique pour représenter les conditions climatiques de cette dernière. Pour cette raison, et à l'aide de l'outil de simulation *Climate Consultant 6.0* [2], les paramètres climatiques de température et d'irradiation solaire de chaque région sont illustrées dans les figures.B1 à B.22.

Zone 1 : Région de **Bedjaia** et **Darel-Beida** :

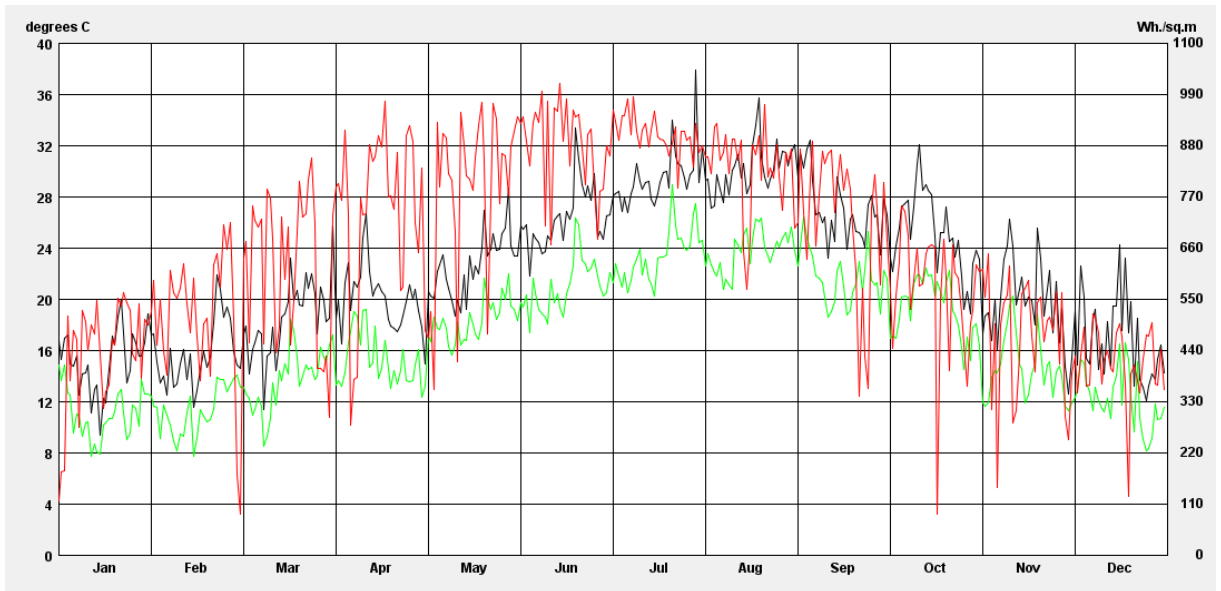


Figure.B.1 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Bedjaia**

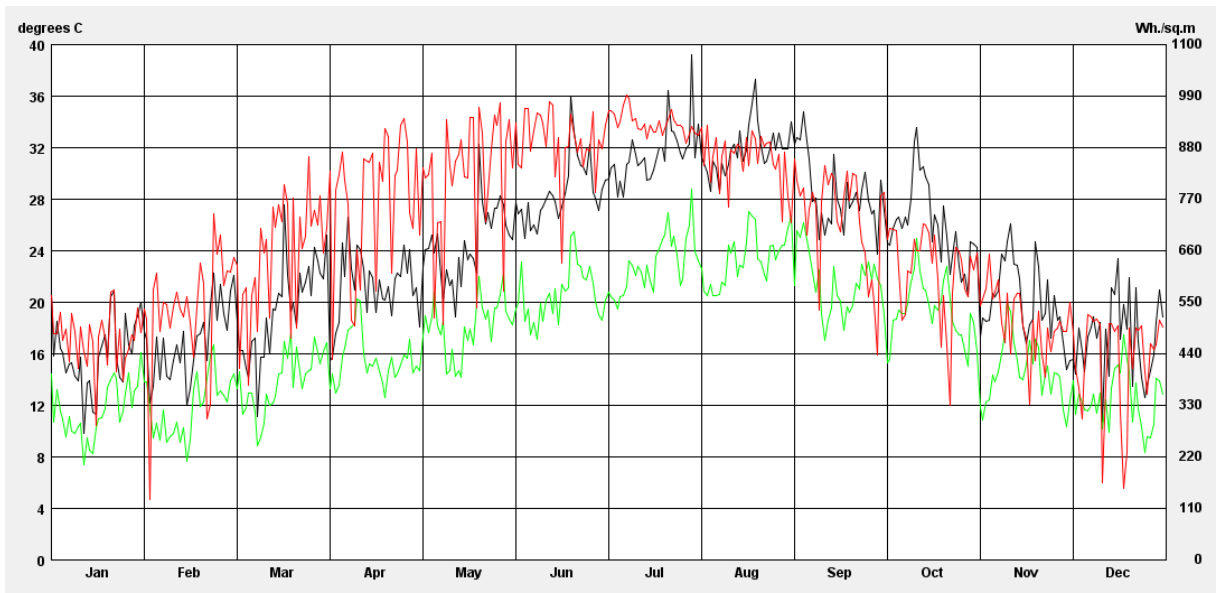


Figure.B.2 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Darel-Beida**

Légende :

- Température de bulbe sec.
- Température de bulbe humide
- Irradiation solaire globale horizontale

La zone de confort est illustrée par la bande Grise variant de 20.6 à 26.7 [°C].

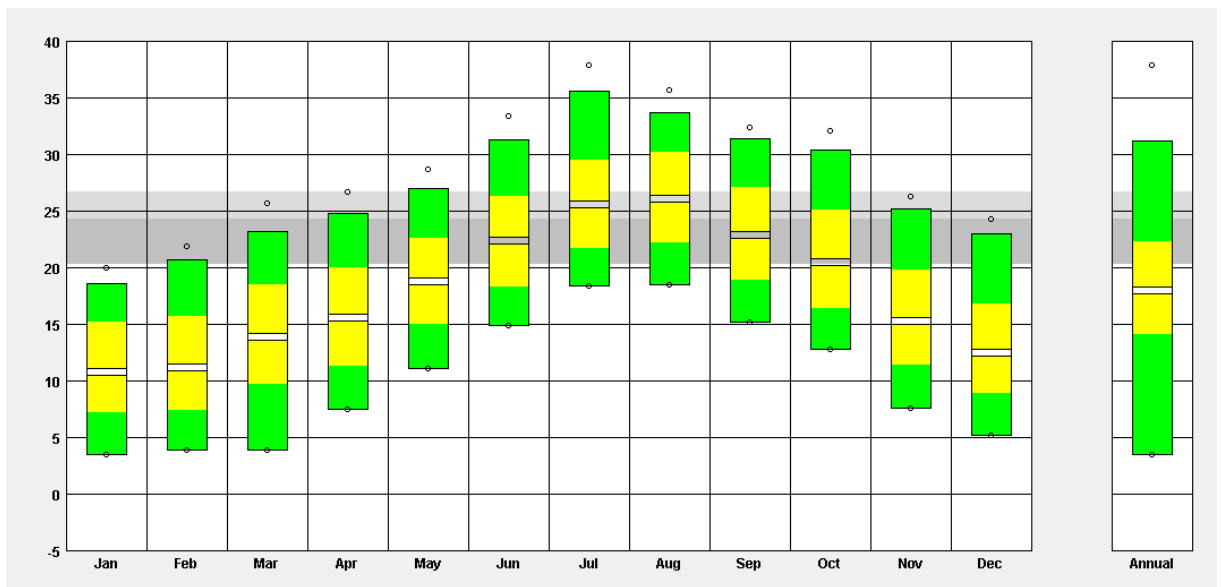


Figure.B.3 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Bedjaia**

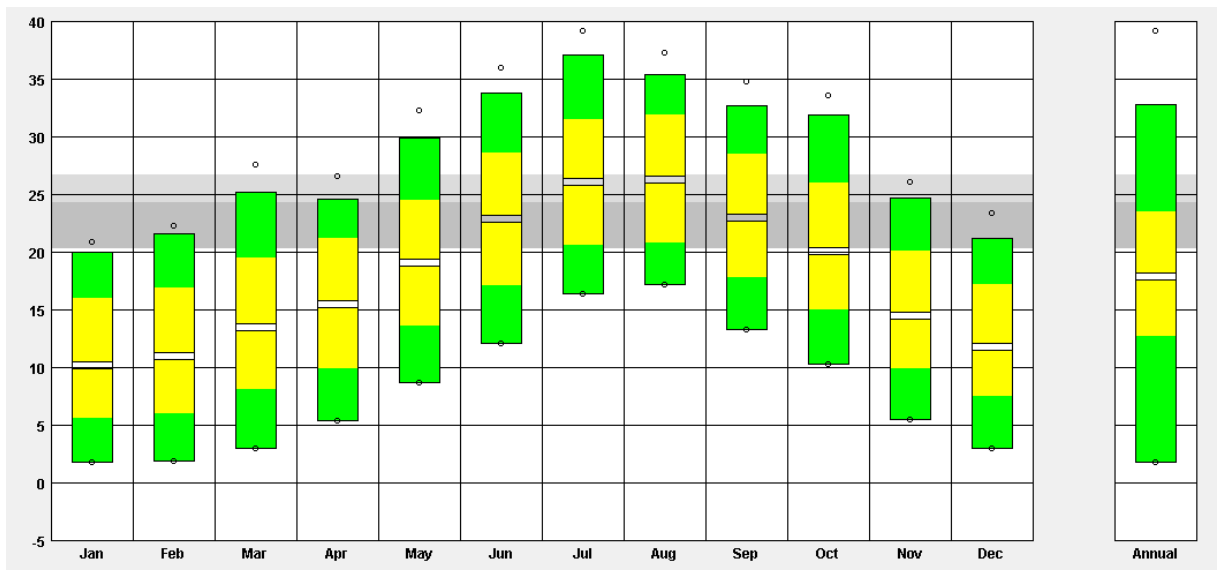


Figure.B.4 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Darel-Beida**



Zone 2 : Région de **Annaba** et **Blida** :

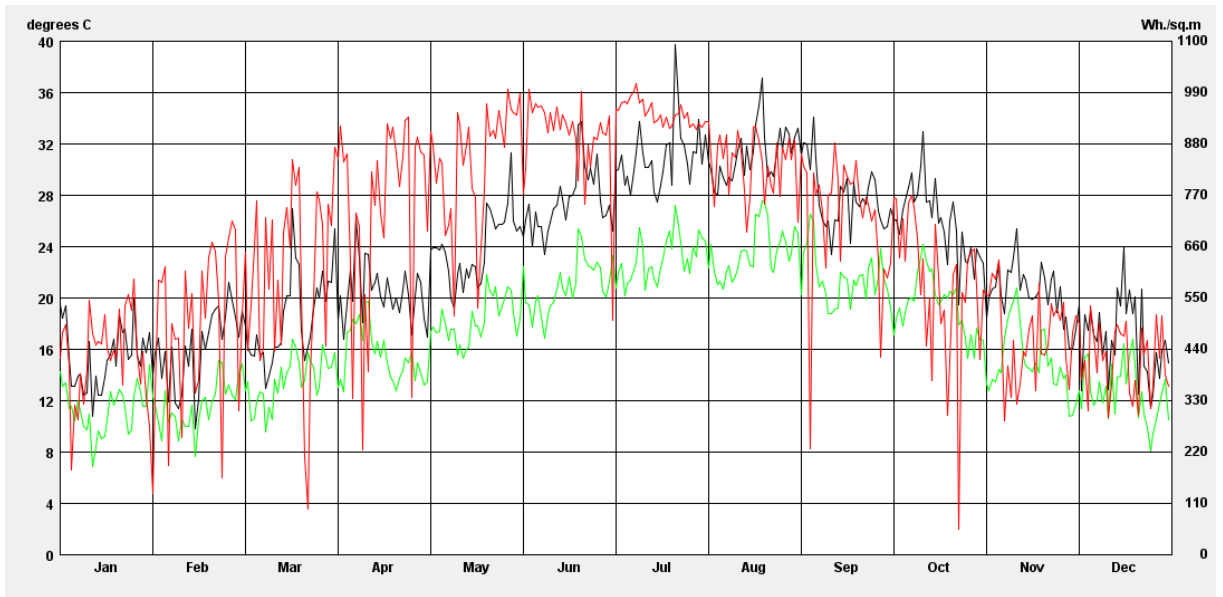


Figure.B.5 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Annaba**

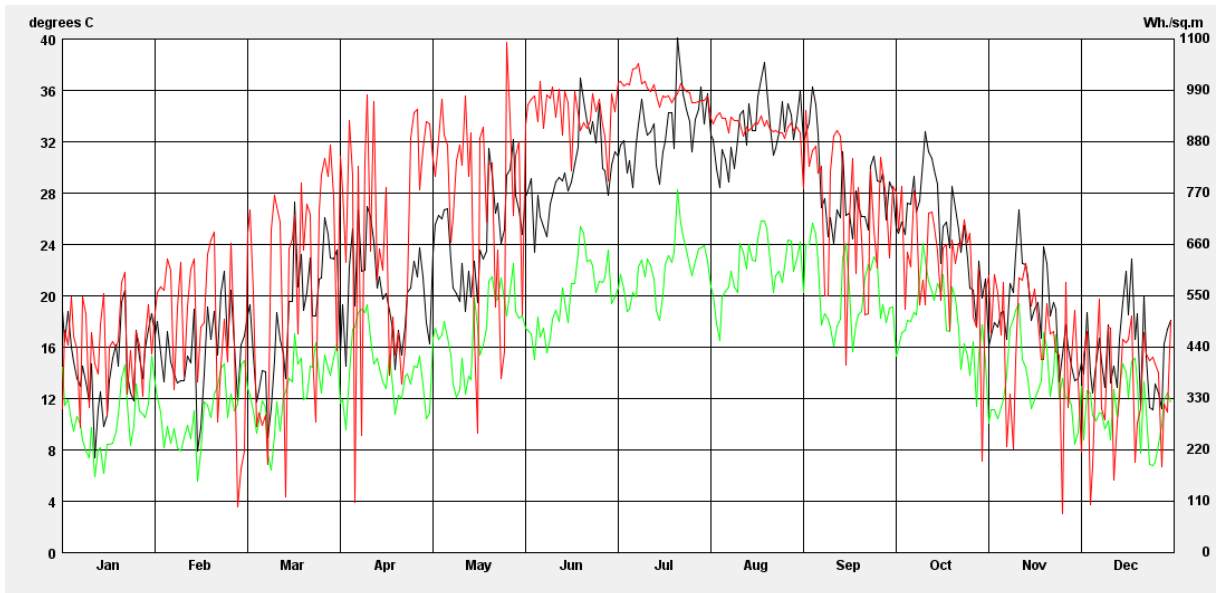


Figure.B.6 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Blida**

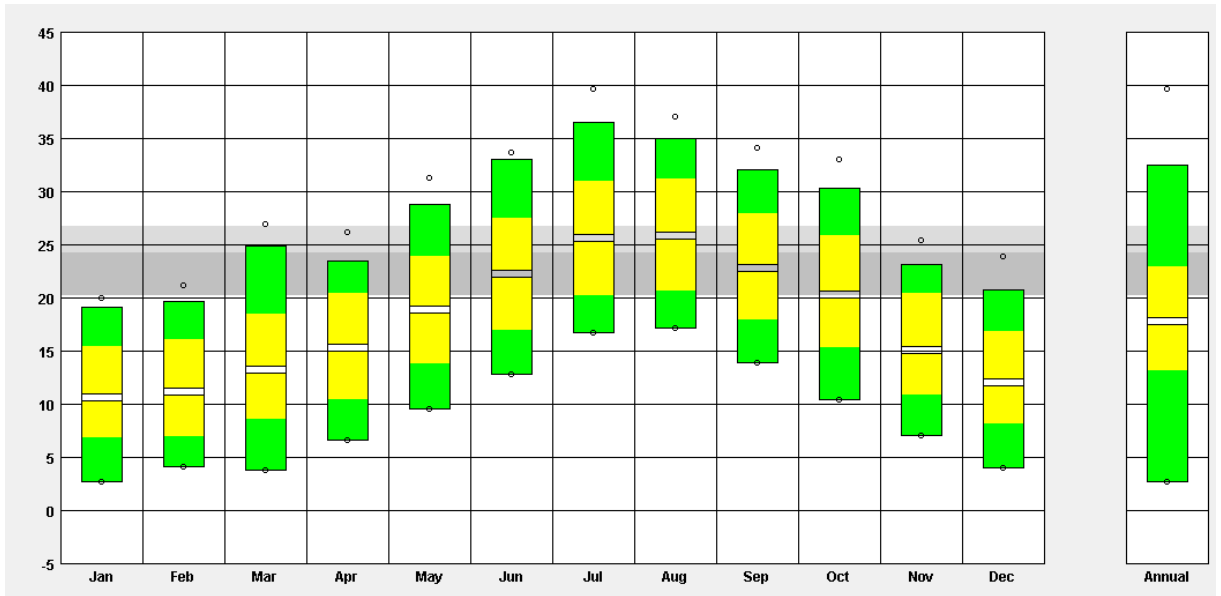


Figure.B.7 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Annaba**

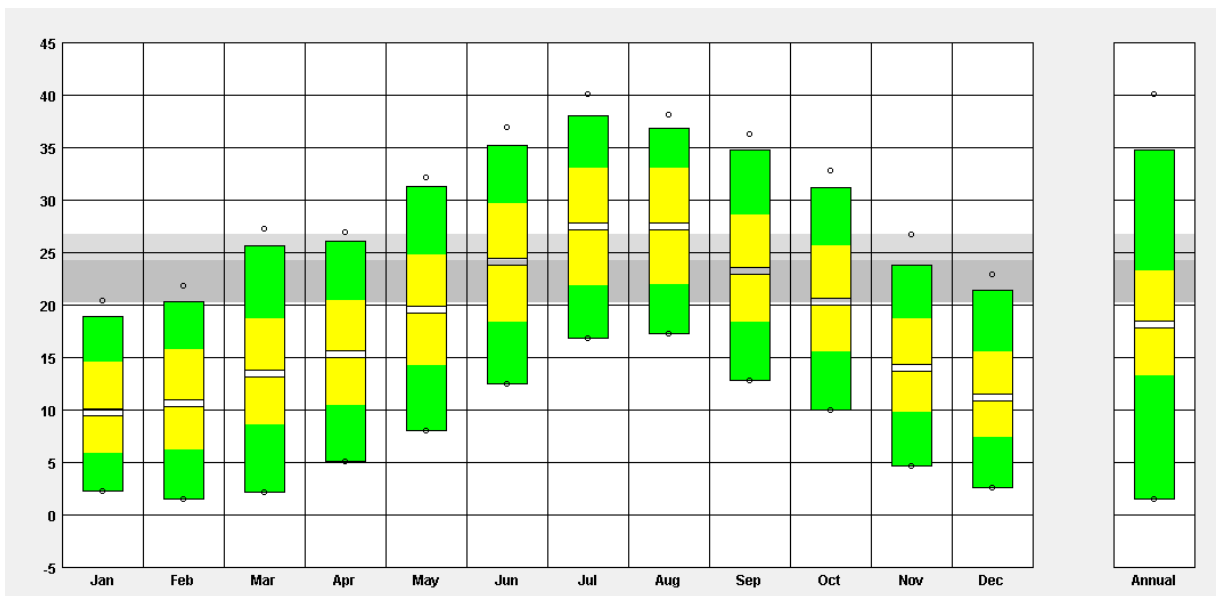


Figure.B.8 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Blida**

**Zone 3 : Région de Djelfa et Tebessa :**

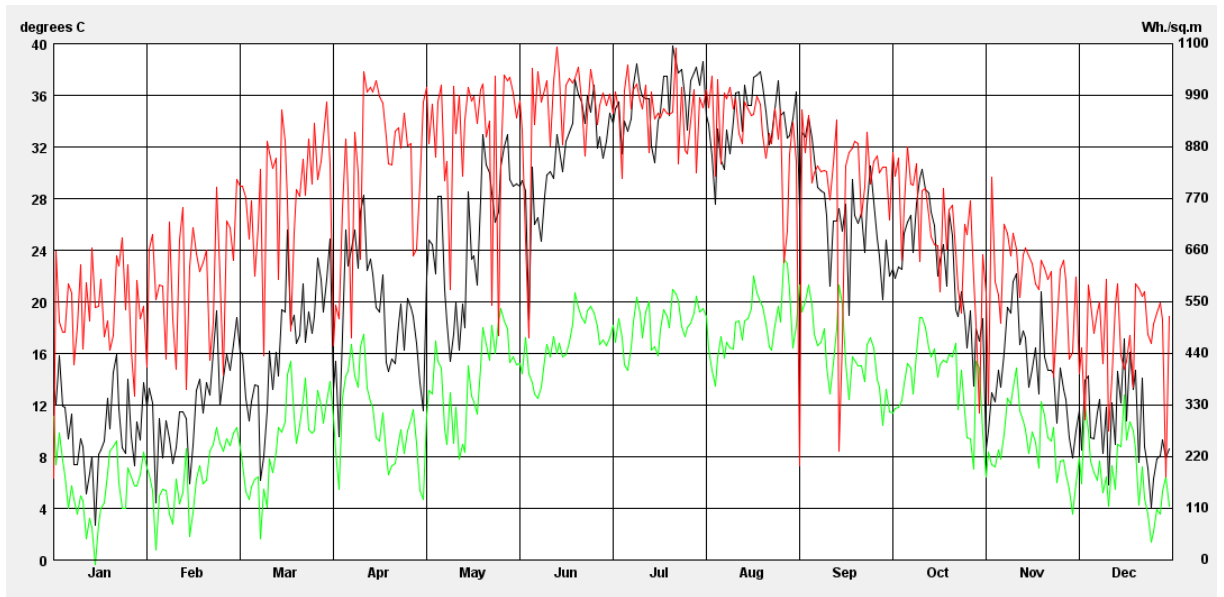


Figure.B.9 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Djelfa**

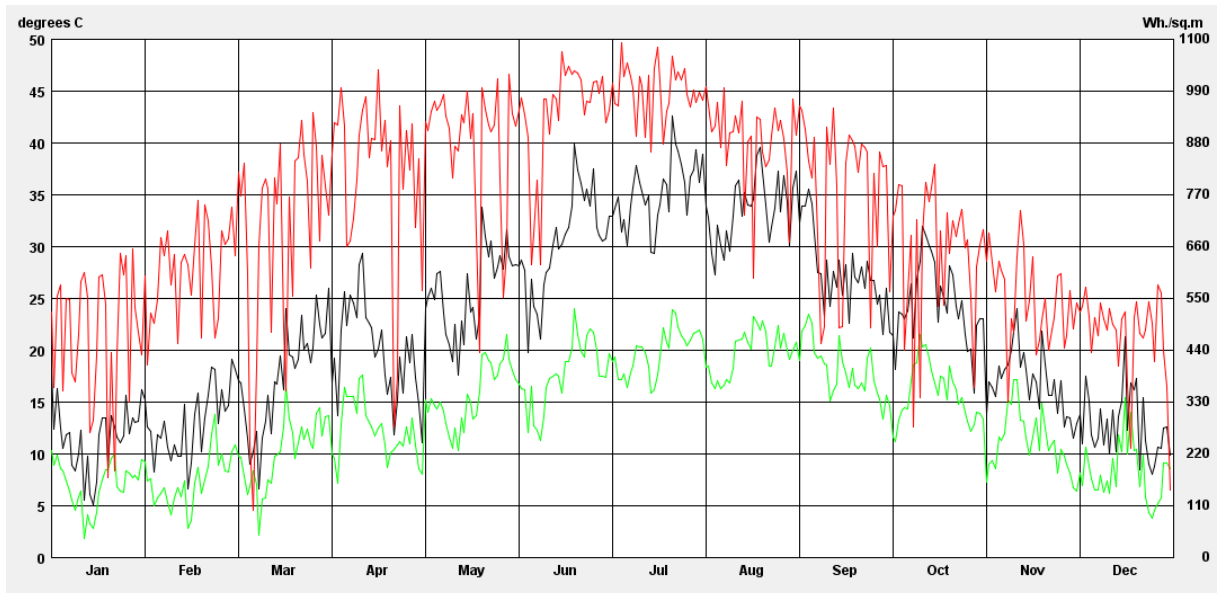


Figure.B.10 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Tebessa**

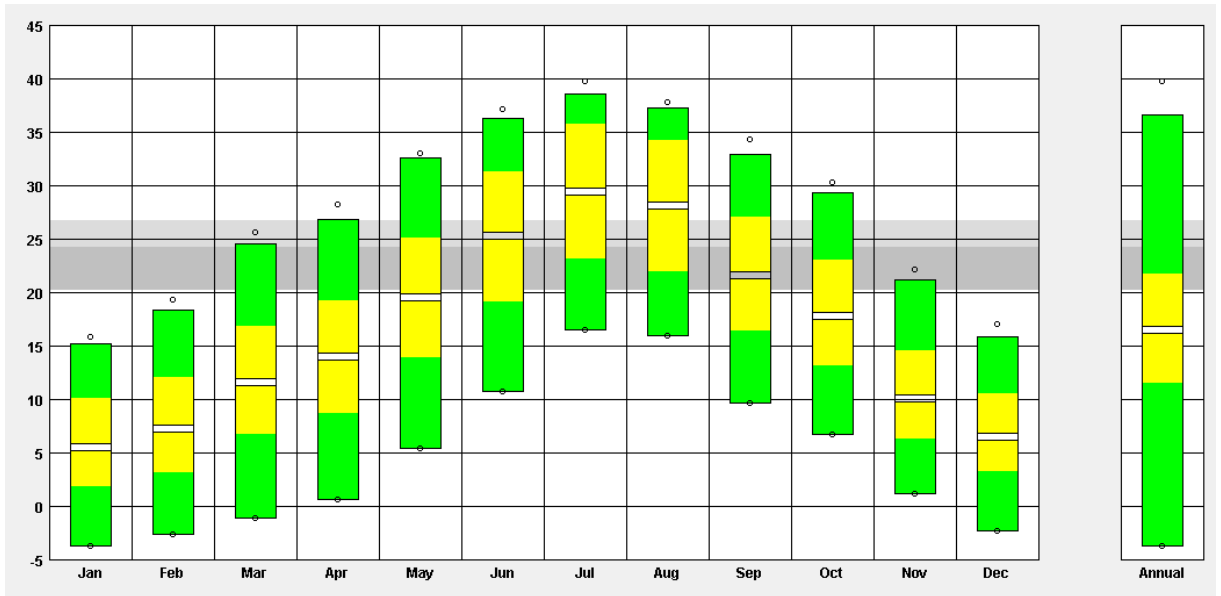


Figure.B.11 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Djelfa**

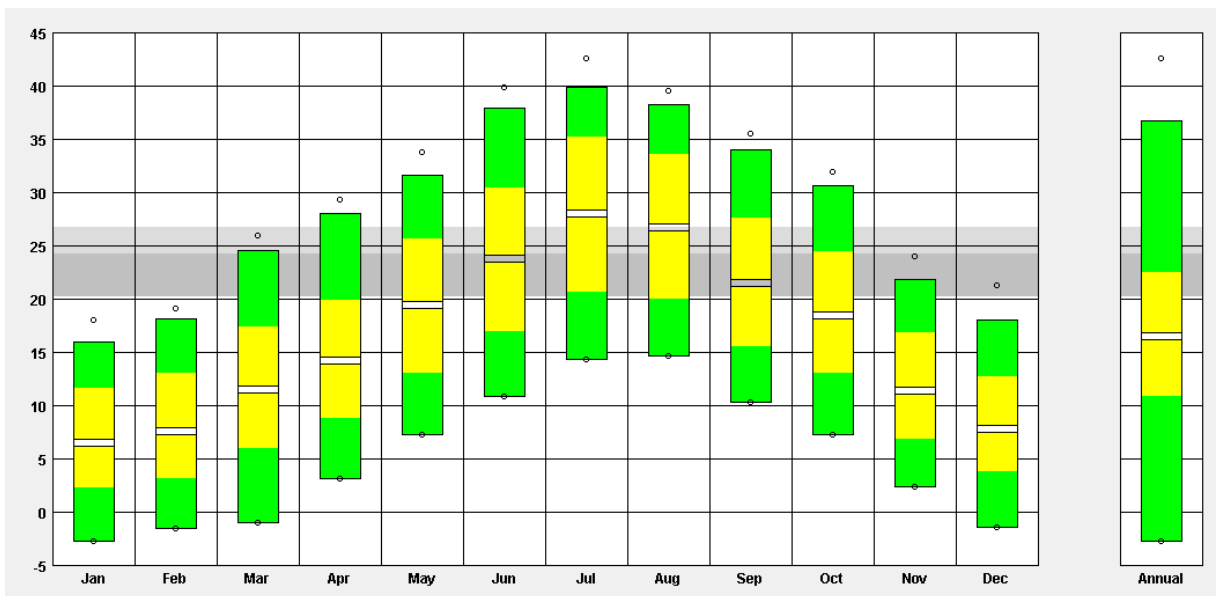


Figure.B.12 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Tebessa**

**Zone 4 : Région de Bechar, Hassi Messaoud et Ouergla :**

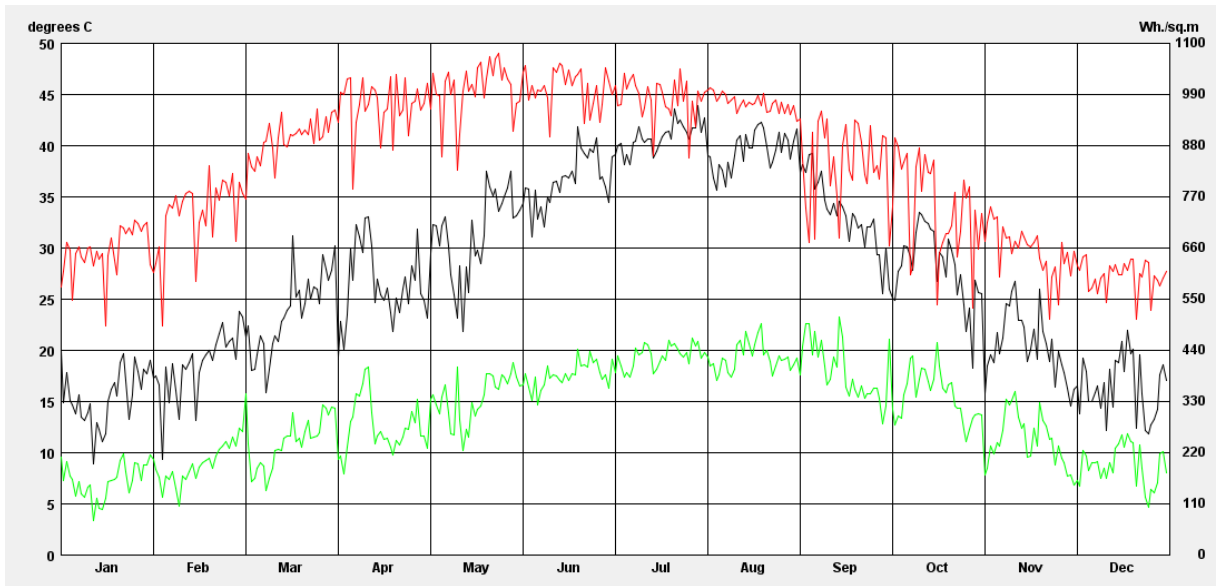


Figure.B.13 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Bechar**

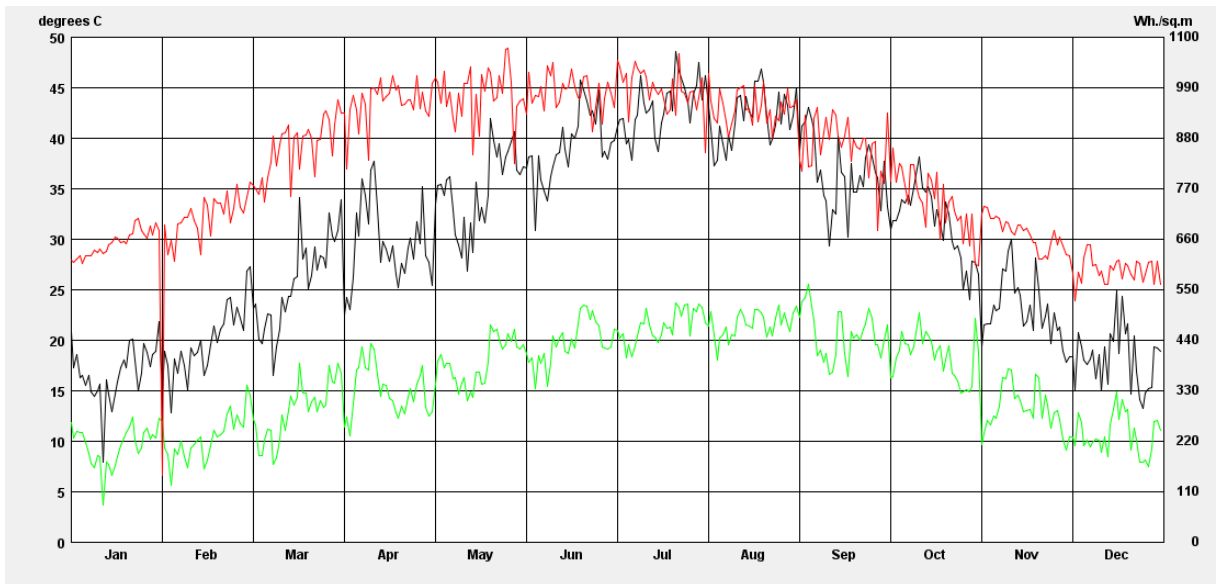


Figure.B.14 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Hassi-Messaoud**

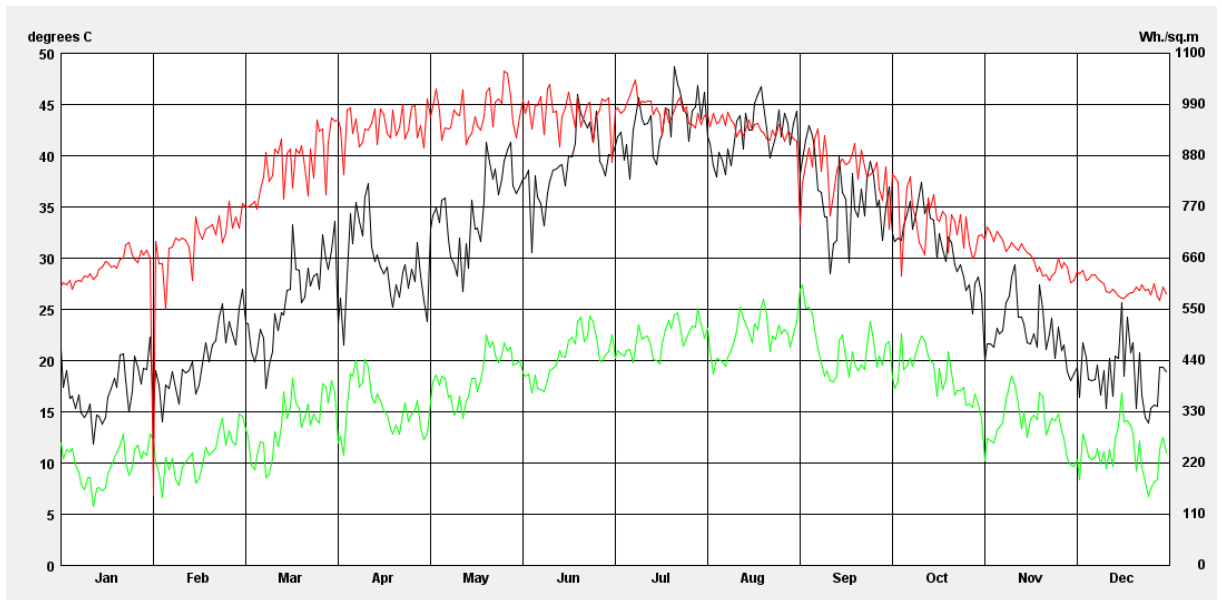


Figure.B.15 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Ouergla**

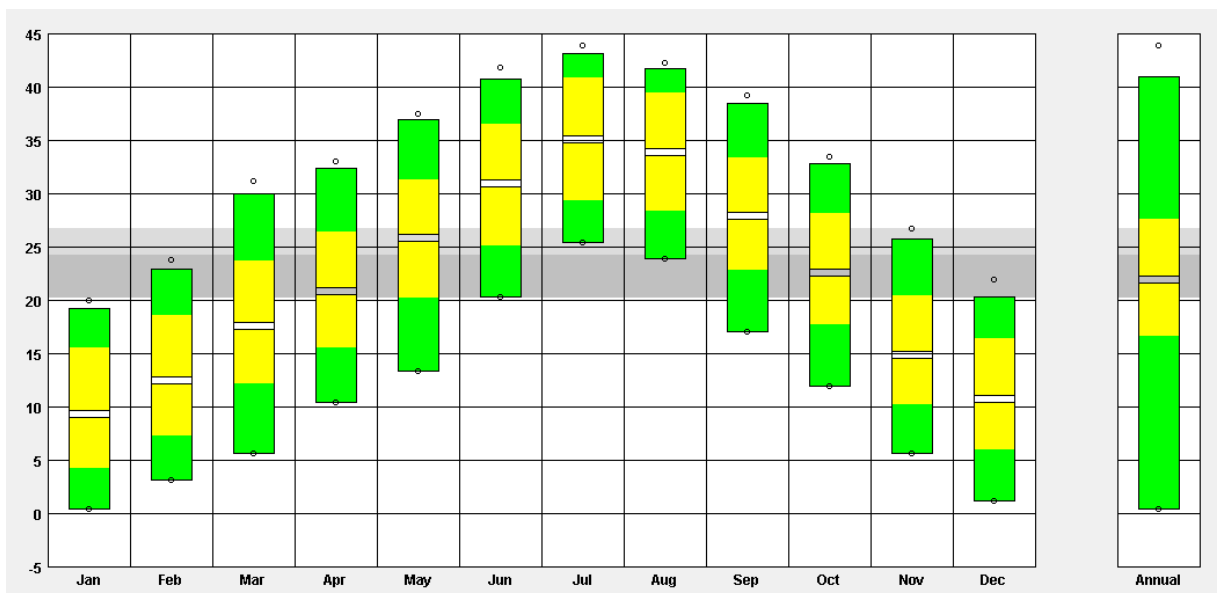


Figure.B.16 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Bechar**

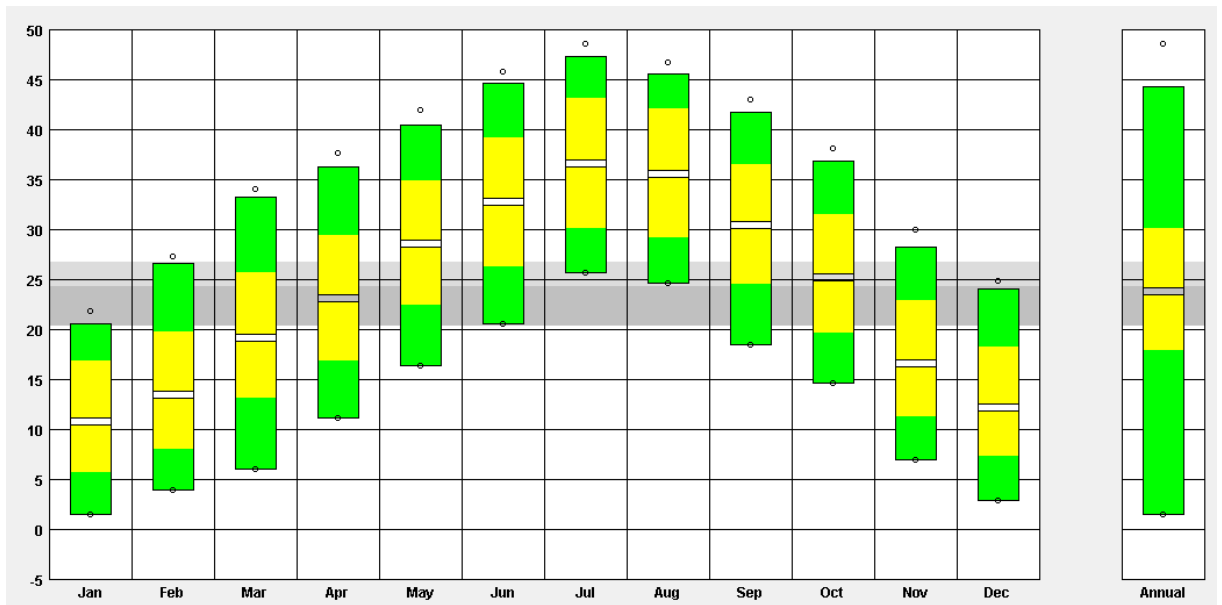


Figure.B.17 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Hassi-Messaoud**

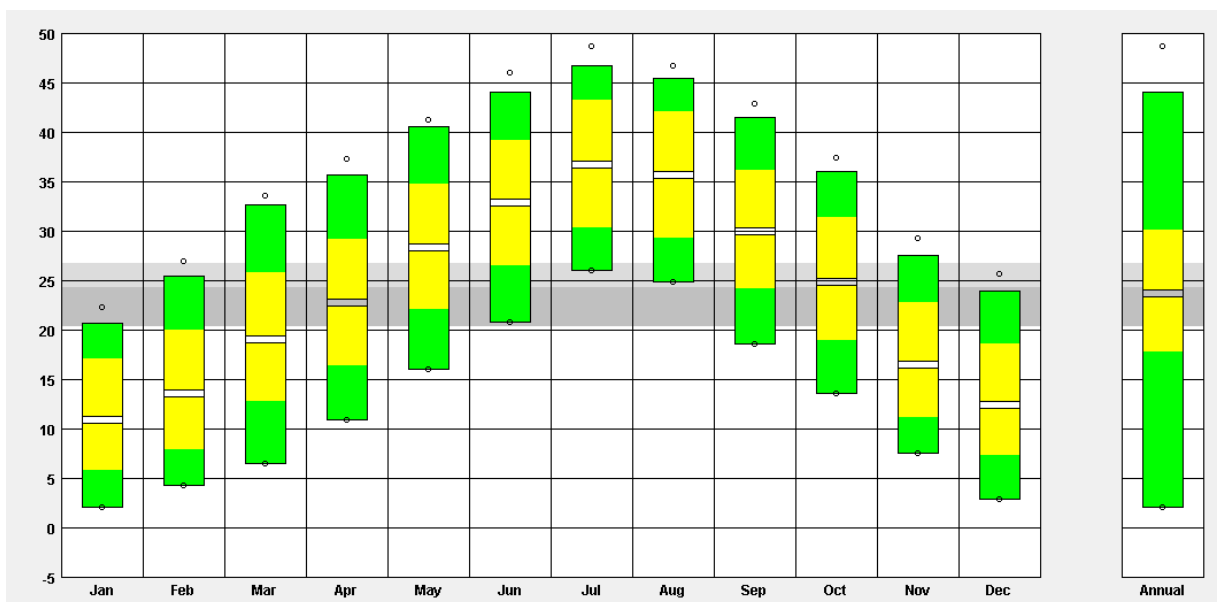


Figure.B.18 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Ouergla**

Zone 5 : Région de **Adrar** et **Timimoun** :

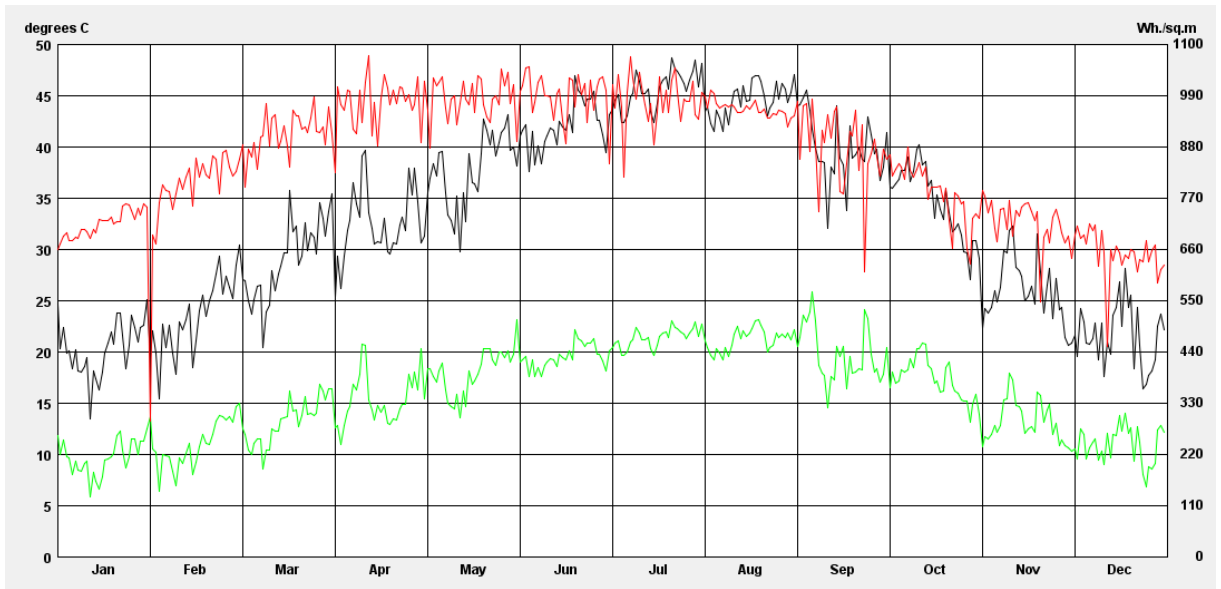


Figure.B.19 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Adrar**

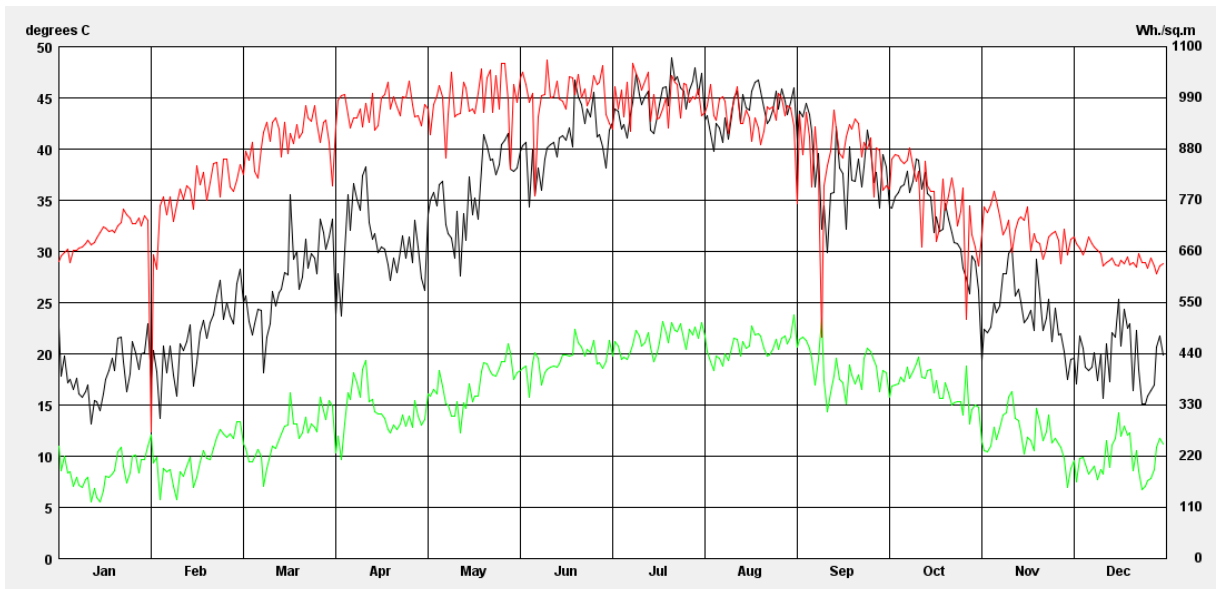


Figure.B.20 : Variation de la température de bulbe sec, humide et Irradiation solaire annuel pour la région de **Timimoun**



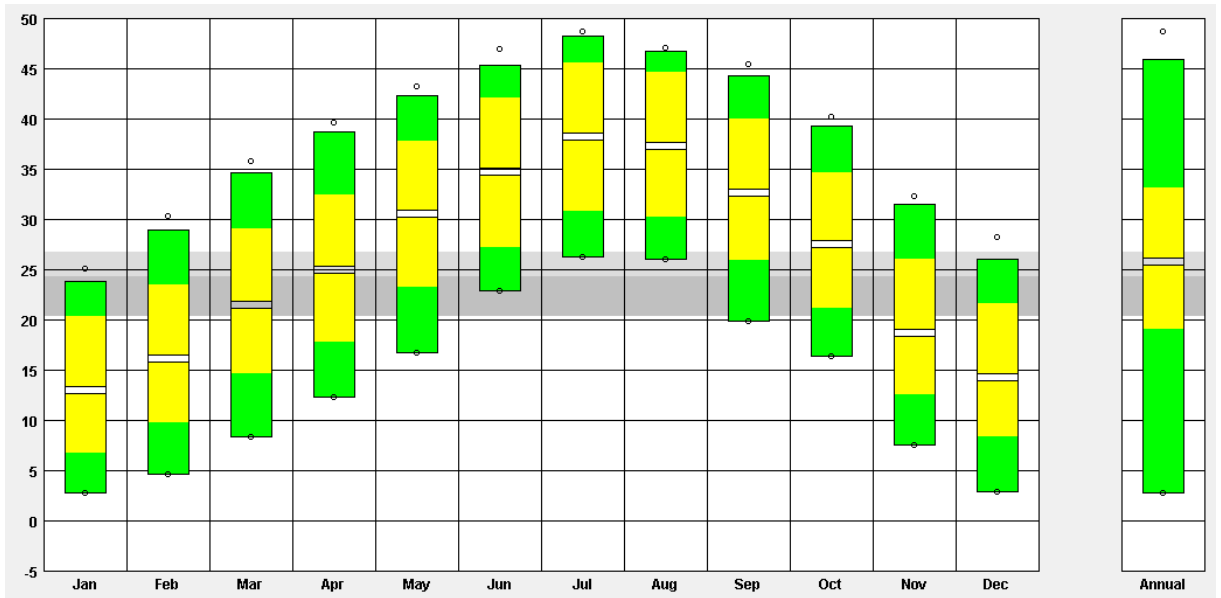


Figure.B.21 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Adrar**

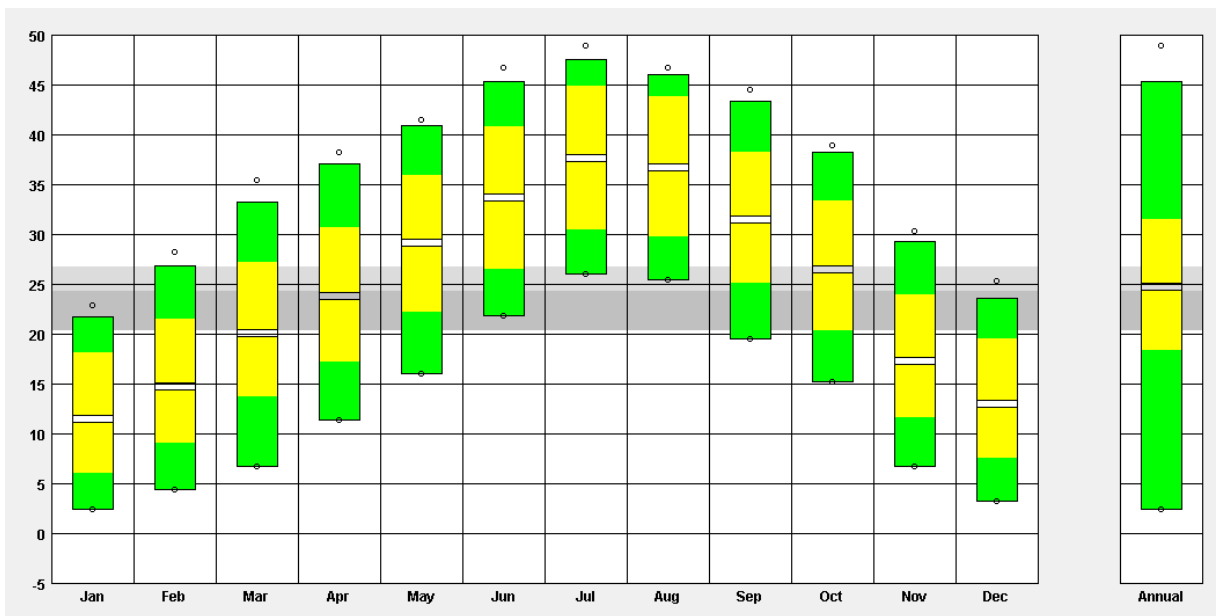


Figure.B.21 : Température minimale, moyenne et maximale enregistrée dans la région de **Timimoun**

✓ Autres résultats de la simulation sous TRNSYS

Les résultats représentés aux figures.B.22 au B.26 décrivent les performances thermiques du système solaire pendant toute la période estivale, à savoir du 3624 à 6552 heures pour les cinq villes Algériennes représentant les cinq zones climatiques E1 à E5 respectivement.

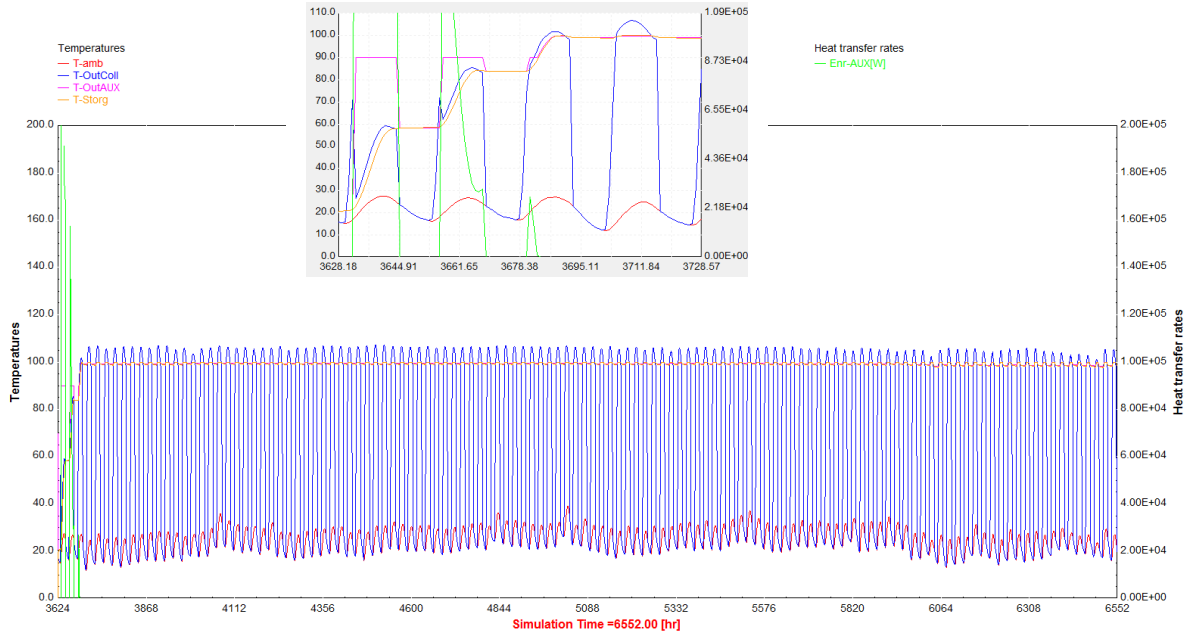


Figure.B.22 : Ville d'Alger (Darel-Beida)

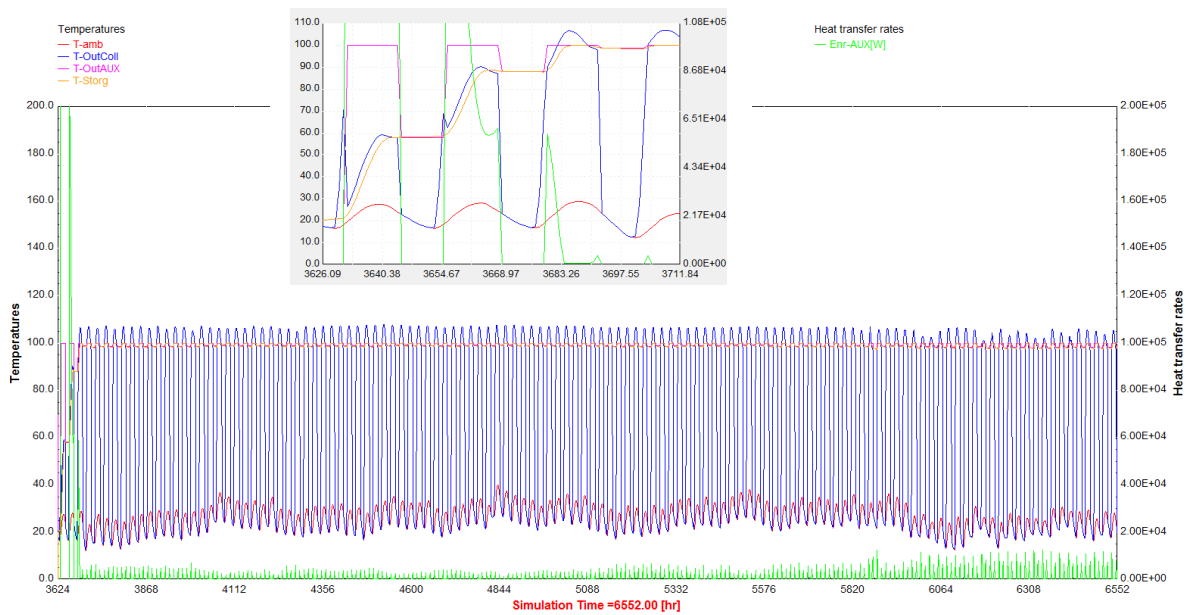


Figure.B.23 : Ville de Blida

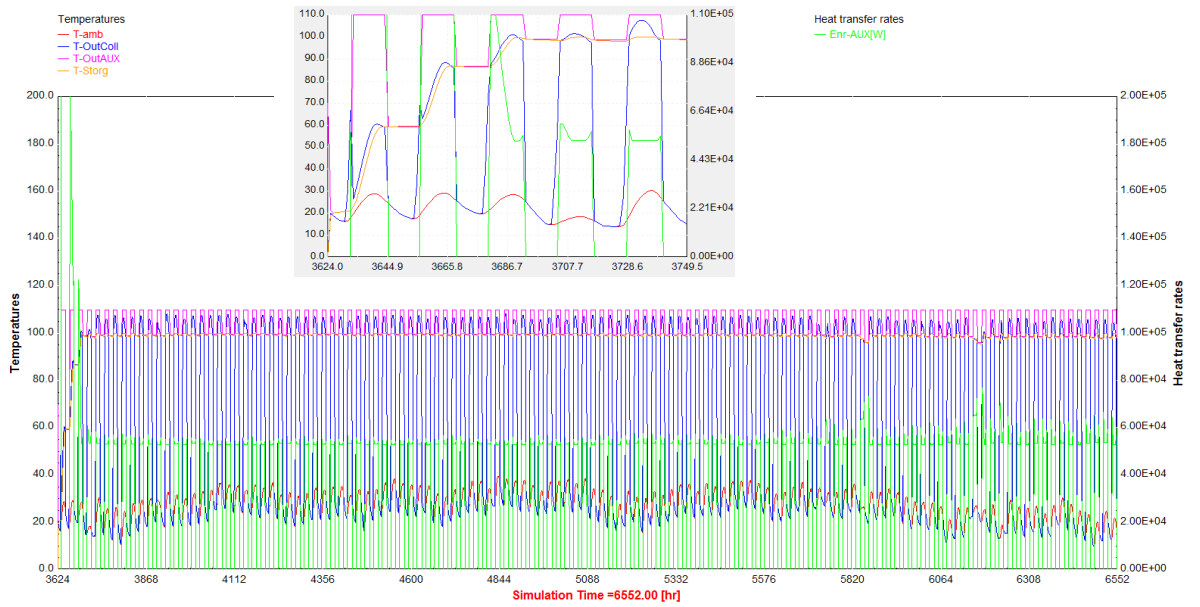


Figure.B.24 : Ville de Djelfa

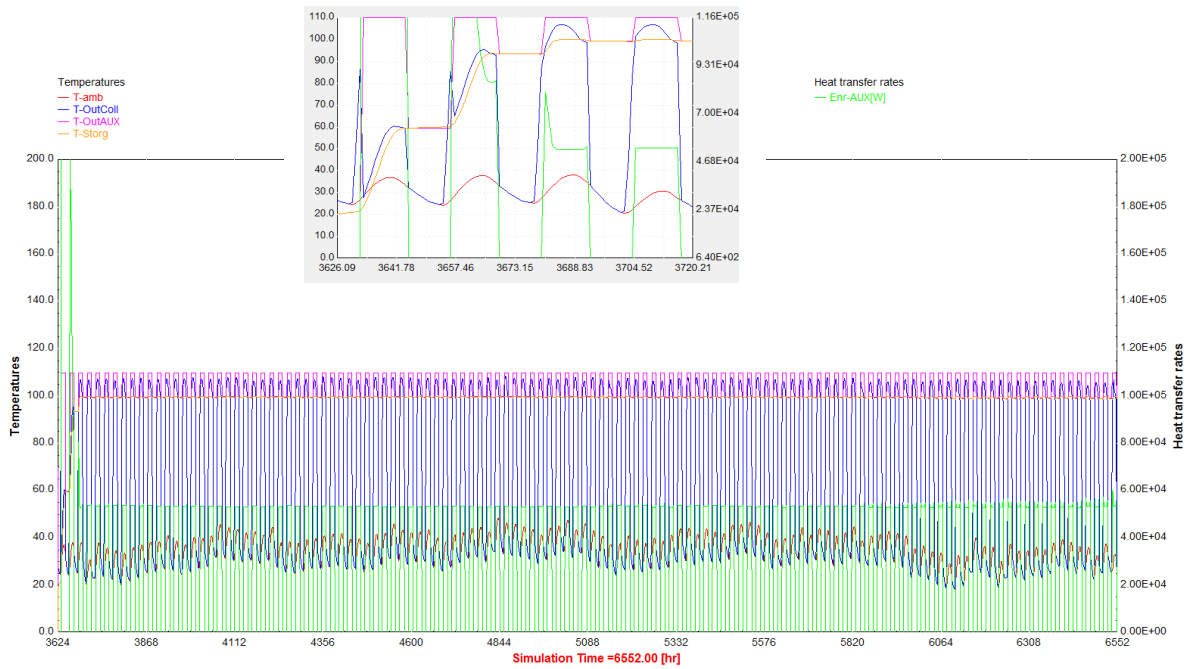


Figure.B.25 : Ville de Hassi-Messaoud

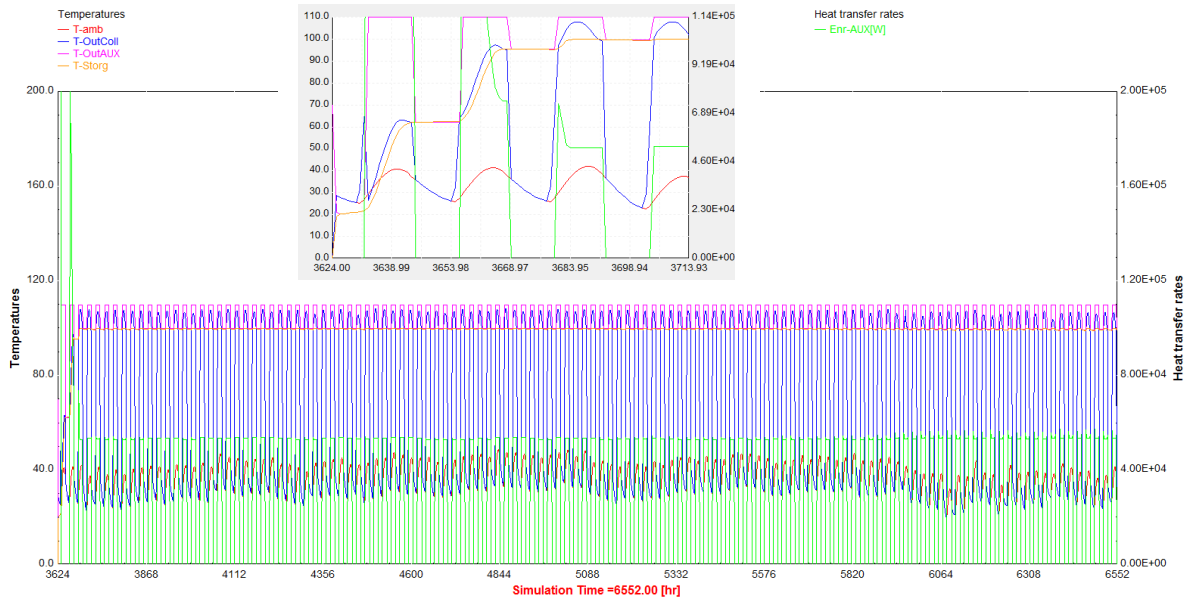


Figure.B.26 : Ville d'Adrar

## **REFERENCES**

1. ASHRAE Standard 55-2004 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy (ANSI Approved), American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 2004.
2. Climate Consultant 6.0, Disponible sur le site : <http://www.energy-design-tools.aud.ucla.edu>

Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/ijrefrig](http://www.elsevier.com/locate/ijrefrig)

# Feasibility study and performance evaluation of low capacity water–LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climate zones



Omar Ketfi <sup>a,b</sup>, Mustapha Merzouk <sup>c</sup>, Nachida Kasbadji Merzouk <sup>b</sup>,  
Mahmoud Bourouis <sup>d,\*</sup>

<sup>a</sup> Mechanical Department, Faculty of Technology, University of Blida 1, Blida, Algeria

<sup>b</sup> Unité de Développement des Équipements Solaires/UDES/CDER, 42415 W. Tipaza, Algeria

<sup>c</sup> Renewable Energy Department, Faculty of Technology, University of Blida 1, Blida, Algeria

<sup>d</sup> Department of Mechanical Engineering, Universitat Rovira i Virgili, Av. Països Catalans No. 26, 43007 Tarragona, Spain

## ARTICLE INFO

### Article history:

Received 18 April 2017

Received in revised form 19 June 2017

Accepted 2 July 2017

Available online 8 July 2017

### Keywords:

Thermal cooling

Absorption chillers

Water–LiBr

Climate zones in Algeria

## ABSTRACT

A performance analysis was carried out on water–LiBr absorption chillers performing in the five different climate zones in Algeria. A 17.6 kW single-effect and a 16 kW double-effect commercial absorption chillers were simulated. In climate zones E1 and E2, the single-effect and double-effect chillers supplied 37% and 91%, respectively, of their nominal capacity to produce chilled water at 7 °C. In the hot climate zones E3, E4 and E5, it was not feasible for either of the chillers to produce chilled water at 7 °C. By increasing the chilled water temperature to 12 °C both absorption chillers were able to operate in climate zones E3 and E4. The single-effect chiller reached 45% of its nominal capacity in zone E3 and 33% in zone E4. The double-effect chiller delivered 80% of its nominal capacity in both climate zones. Neither of the chillers was able to operate under the thermal conditions of climate zone E5.

© 2017 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

# Étude de faisabilité et évaluation de la performance des systèmes de refroidissement à absorption eau–LiBr à faible capacité fonctionnant dans différentes zones climatiques algériennes

Mots clés : Refroidissement thermique ; Refroidisseurs à absorption ; Eau–LiBr ; Zones climatiques algériennes

\* Corresponding author. Department of Mechanical Engineering, Universitat Rovira i Virgili, Av. Països Catalans No. 26, 43007 Tarragona, Spain.

E-mail address: [mahmoud.bourouis@urv.cat](mailto:mahmoud.bourouis@urv.cat) (M. Bourouis).

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.002>

0140-7007/© 2017 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

**Nomenclature**

x	Mass concentration of LiBr [%]
m	Mass flow rate [kg s <sup>-1</sup> ]
Q	Heat duty [kW]
h	Enthalpy [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]

**Abbreviations**

LiBr	Lithium Bromide
H <sub>2</sub> O	Water
HEX	Heat exchanger
HP	High pressure
LP	Low pressure

**Subscripts**

i	Inlet
o	Outlet

## 1. Introduction

The air conditioning sector is one of the major consumers of energy in Algeria because of the hot summers experienced in most areas of the country. Taking into account the great potential of solar energy available in the country (169,400 Twh/year; [CDER, 2010](#)), thermally driven air-conditioning systems are a very attractive way of reducing the amount of electricity consumed by conventional vapour compression systems.

Several studies focused on solar cooling systems are available in the open literature. [Al-Alili et al. \(2014\)](#) presented an overview on solar thermal cooling technologies, i.e. absorption, adsorption and ejector cooling systems. The authors reported that solar absorption cooling systems showed an average collector area of 4.67 m<sup>2</sup> kW<sup>-1</sup>, a normalised thermal storage of 0.21 m<sup>3</sup> kW<sup>-1</sup> and a coefficient of performance of 0.68 at an average heat source temperature of 88.5 °C. [Siddiqui and Said \(2015\)](#) reviewed the research published on solar powered absorption cooling systems, diffusion-absorption systems, ejector based absorption systems, compression absorption systems and cogeneration/trigeneration absorption systems. Their review included the thermodynamic properties of new working pairs proposed for solar cooling technologies. Along with the wide use of water–LiBr and ammonia–water fluid mixtures, other working pairs, such as ammonia–lithium nitrate, ammonia–sodium thiocyanate and water–LiCl, also performed well.

[Hidalgo et al. \(2008\)](#) experimentally investigated a solar powered water–LiBr absorption chiller at the University Carlos III of Madrid, Spain. The chiller was powered by 50 m<sup>2</sup> of vacuum tube solar collectors. The chiller was used as an air-conditioner in a detached house with a 90 m<sup>2</sup> floor space. A peak cooling capacity of 6 to 8 kW was recorded for 6.5 h with a total solar fraction of 56%, and a seasonal cooling energy of 23 kWh day<sup>-1</sup> was supplied by the system. [Mammoli et al. \(2010\)](#) carried out an experimental study on a solar heating and cooling system

in New Mexico. The system was composed of a 70 kW Yazaki water–LiBr absorption machine powered by 124 m<sup>2</sup> of flat-plate solar collectors and 108 m<sup>2</sup> of evacuated solar collectors. Four different control strategies were implemented for summer daytime, summer night time, winter daytime and winter night time. Seven cold storage tanks of 50 m<sup>3</sup> each and a 34 m<sup>3</sup> hot water storage tank were used. The authors reported that the solar cooling system was able to supply approximately 18% of the total cooling demand at the peak of summer, and that this rate could be increased to 36%. Moreover, 100% of the cooling and heating demands were supplied by the solar powered system in winter and in fall seasons. [Bermejo et al. \(2010\)](#) presented an experimental study of a 174 kW double-effect absorption chiller powered by natural gas and 352 m<sup>2</sup> of linear concentrating Fresnel collectors in Seville, Spain. The solar cooling system delivered an average daily cooling capacity of 135 kW (77% of the nominal capacity) with a coefficient of performance ranging from 1.1 to 1.25 when the heat source temperature was set at 145 °C. The solar heat and solar cooling fractions were 0.75 and 0.44, respectively. [Bujedo et al. \(2011\)](#) tested three control strategies in an absorption solar cooling plant installed in Boecillo, Spain. The first strategy was based on full load operation with On–Off control, the second strategy consisted of adapting the condenser temperatures to those of the generator and regulating the load by On–Off cycles, and the last strategy was similar to the second one, but regulated the load by means of the heat source flow. The cooling system consisted of a 35 kW Yazaki water–LiBr absorption chiller, 40 m<sup>2</sup> of evacuated solar collectors and 37.5 m<sup>2</sup> of flat plate solar collectors with two 2 m<sup>3</sup> storage tanks. The authors reported that the third control strategy was the best of the three with an increase of 12.6% in solar field efficiency and 48.17% in total efficiency when compared with the first control strategy. [Rosiek and Batlles \(2012\)](#) experimentally investigated a 70 kW Yazaki water–LiBr single-effect absorption chiller installed in the Solar Energy Research Center (CIESOL) in Almeria, Spain. Two cooling systems were used to dissipate the heat released in the absorber and condenser, namely a 170 kW cooling tower and a shallow geothermal cooling system. The absorption chiller was powered by 160 m<sup>2</sup> of flat-plate solar collectors. Using the cooling tower system, the chiller delivered between 68% and 70% of its nominal cooling capacity when the generator, absorber/condenser and evaporator return temperatures were set at 75.8, 27.6 and 15.2 °C, respectively. Using the shallow cooling system, a cooling capacity rate of up to 74% was achieved with generator, absorber/condenser and evaporator return temperatures of 71, 26.8 and 14.3 °C, respectively. These results were quite similar in both cases; however, in the case of the shallow cooling system, significant savings were obtained in terms of a reduction in CO<sub>2</sub> emissions and in the consumption of electric power and water. [Albers \(2014\)](#) developed a new control strategy for an air-conditioning installation in the Federal Environment Agency in Dessau, Germany. This strategy was based on controlling the hot and cooling water inlet temperatures simultaneously in order to increase solar fraction and/or to decrease system costs. The solar cooling system integrated a 23.3 kW absorption chiller which replaced an adsorption chiller of the same cooling capacity. The driving thermal energy was supplied by either a combined heat and power plant or by 216 m<sup>2</sup> of vacuum solar collectors with

three 7.5 m<sup>3</sup> hot storage tanks. The absorption system showed an increase of 62% and 35% in thermal and electrical efficiencies, respectively, and saved 68% in water consumption compared to the previous adsorption chiller.

Other investigations discussed the feasibility of absorption air-conditioning systems in different climatic conditions. Sarabia Escriva et al. (2011) investigated a small size water–LiBr absorption chiller powered directly by 8 m<sup>2</sup> of solar vacuum collectors without heat storage working in five climate zones in Spain. The authors reported that there was a significant decrease of up to 60% in the cooling capacity when there was insufficient solar power to drive the absorption chiller. This sharp decrease in cooling capacity could be solved by increasing the surface area of solar collectors. Darkwa et al. (2012) reported on the performance analysis of a 55 kW water–LiBr absorption chiller powered by 220 m<sup>2</sup> of evacuated tubular solar collectors and a storage volume of 16 m<sup>3</sup> working in a subtropical environment in China. The results were presented for a typical day in August 2011 and the coefficient of performance was 0.69 at generator temperatures ranging from 91 to 96 °C. For an ambient temperature of 36 °C, the chiller delivered 82% of its nominal cooling capacity. Li et al. (2016) presented an experimental study of a 23 kW water–LiBr absorption cooling system working in the climatic conditions of Kunming, China. The system was powered by 56 m<sup>2</sup> of parabolic through collectors and built to ensure an air-conditioning supply to a 102 m<sup>2</sup> meeting room. For a typical sunny day, the coefficient of performance of the chiller ranged from 0.18 to 0.6 with a solar fraction between 0.33 and 0.41. Viñas et al. (2016) studied the performance of a 35 kW Yazaki water–LiBr absorption chiller driven by liquefied petroleum gas (LPG) and 220 m<sup>2</sup> of evacuated solar collectors working in two areas on the coast of Mexico, namely Campeche and Acapulco. The maximum ambient air temperature registered, respectively, for these two cities was 39.4 °C and 33.7 °C. This solar cooling system supplying air-conditioning to eight residential houses was investigated. The temperature in the houses was kept at warm and comfortable thermal conditions (24–28 °C), the maximum monthly heat extraction was 3.21·10<sup>6</sup> kJ and 3.36·10<sup>6</sup> kJ in climatic conditions in Campeche and Acapulco, respectively. Agrouaz et al. (2017) presented a theoretical study of a 10 kW solar absorption air-conditioning system working in six different climate regions in Morocco. In the city of Errachidia the system performed best during the months registering peak-loads. The solar fraction was 45% and COP was 0.3.

This paper presents a performance analysis of small capacity water–LiBr absorption chillers functioning in five different climate zones in Algeria. These climate zones are specific to the CNERIB classification (1993), where the first two zones (E1, E2) are the littoral and the highlands, respectively, while the other three (E3, E4 and E5) represent the pre-Sahara and the heart of the Algerian Sahara. These three zones are characterised by a hot and arid climate. Two commercial absorption chillers were selected as case studies; a 17.6 kW Yazaki single-effect absorption chiller and a 16 kW Broad double-effect absorption chiller. The coefficient of performance and the cooling capacity of the chillers were analysed for each climate zone. Previously, a parametric study had been carried out varying the thermal conditions of the cooling medium and heat source.

## 2. Algerian climate zones

The Algerian climate is known by its diversity, the northern climate (coastal zone) is similar to that of other Mediterranean countries. Further south, the climate begins to change with colder winters and hotter summers. Different studies were carried out to define and locate the different climate zones in Algeria; two of them are herein summarised. The first classification was presented by Borel (1962), who proposed 7 climate areas including one sub-area for winter and summer periods. The second classification, in which five climate zones were proposed for summer periods, was reported in 1993 by the National Centre for Studies and Research Integrated Building (CNERIB) of Algeria (Belgaid, 2011). This classification, shown in Fig. 1, was selected for the present work as it best describes the Algerian climate.

Table 1 shows a summary of the climatic data for the five climate areas in Algeria, these data were provided by the National Meteorological Office (ONM), Belgaid (2011). The average minimum and maximum temperatures as well as the average solar irradiation for the hottest month of the year (July) were presented using the CNERIB classification. In this table, it is seen that the coastal and highland zones (E1 and E2) are characterised by average maximum temperatures of 30.6 and 34.5 °C, respectively, while the three last climate zones (E3, E4 and E5) are characterised by a maximum ambient air temperature ranging from 40 to 45 °C. The potential of solar irradiation is particularly noteworthy in the latter three zones, and this makes the use of solar thermal energy very suitable for driving air-conditioning systems in these areas.

## 3. Modelling of absorption chillers

The single-effect and double-effect water–LiBr absorption cooling cycles were modelled and simulated using the Matlab simulation tool. Two commercial absorption chillers were considered in this work: a 17.6 kW single-effect chiller manufactured by Yazaki Corporation (Yazaki Corporation, 2008) and a 16 kW double-effect parallel-flow chiller manufactured by Broad Corporation (Xiaoyong, 2004). The cycle configurations of both absorption chillers, represented in Figs. 2 and 3, were taken from the manufacturers' catalogues. In the case of the parallel flow double-effect cycle, the solution flow-rate leaving the absorber is split into two parts, 40% is pumped to the low pressure generator and 60% to the high pressure generator (Balghouthi et al., 2012).

The mathematical model was based on the partial and overall mass balances and energy balance in each component of the absorption cycles and the equilibrium considerations and thermodynamic properties of the working fluids. A Matlab simulation programme, which included the thermodynamic properties of water–LiBr, was developed to simulate each one of the configurations analysed.

The main equations of the mathematical model are as follows:

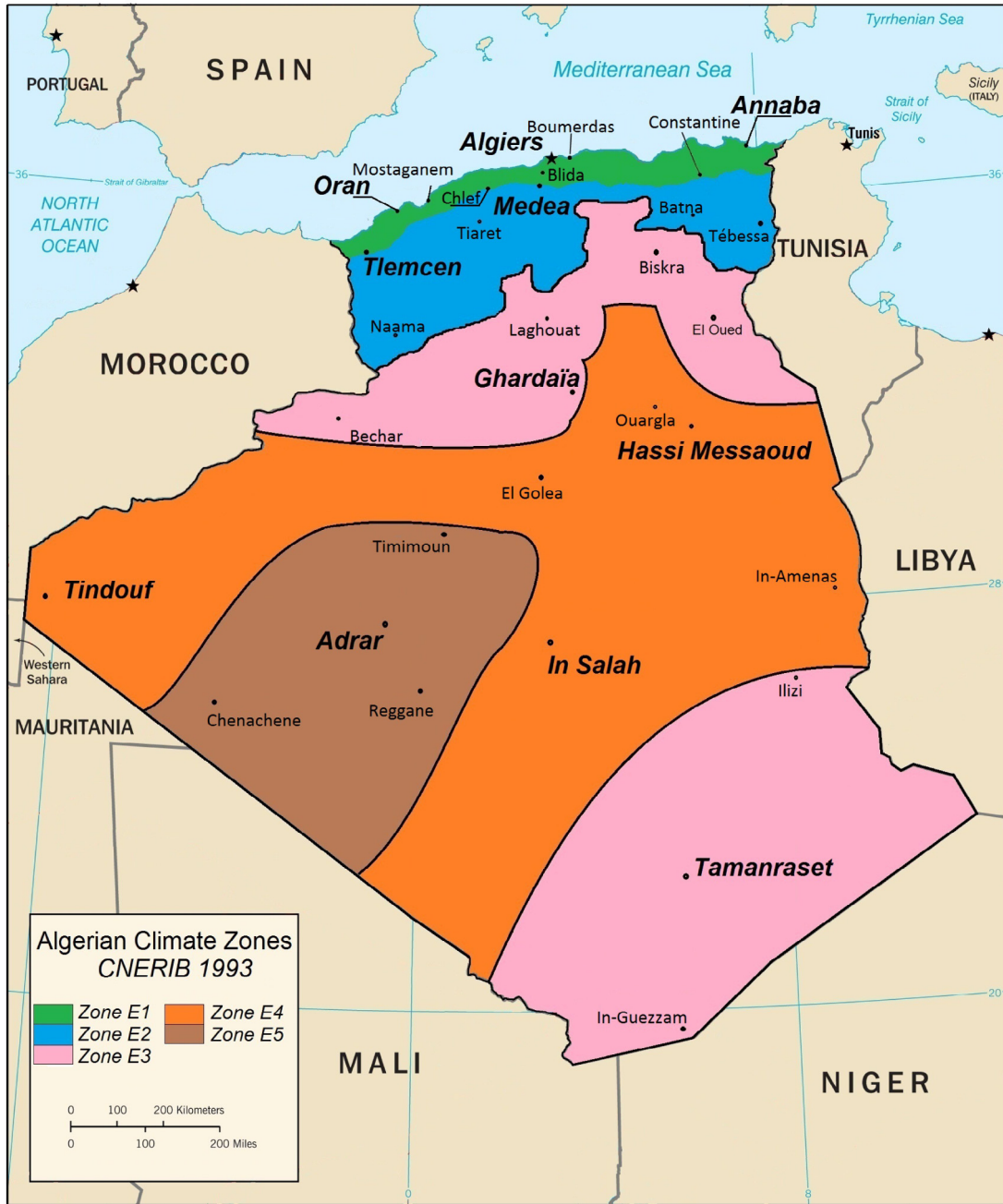


Fig. 1 – Climate zones in Algeria (CNERIB 1993).

- Total mass conservation

$$\sum m_i = \sum m_o \tag{1}$$

where  $m_i$  and  $m_o$  are respectively the inlet and outlet mass flow rates [ $\text{kg s}^{-1}$ ].

The absorbent conservation is expressed by

$$\sum (m_i x_i) = \sum (m_o x_o) \tag{2}$$

where  $x$  is the LiBr solution concentration [%].

The energy balance in each thermal component of the absorption cycle is expressed by the general equation:

$$\sum ((m_i h_i) - (m_o h_o)) + Q = 0 \tag{3}$$

where  $Q$  is the heat exchanged in the component.

The assumptions and equilibrium considerations taken into account are summarised as follows:



**Table 1 – Data on the five climate zones in Algeria (ONM data 1974–1984; Belgaid, 2011).**

Climate zone	July: Hottest month of the year Temperature [°C]			Global irradiation on horizontal surface [Wh m <sup>-2</sup> ]
	Mean	Min	Max	
E1: Coastal zone	24.2	18.4	30.6	6936
E2: Mountains and highlands	24.9	14.7	34.5	7494
E3: Pre-Sahara	32.5	24.5	40.4	6924
E4: Sahara	33.4	24.3	42.0	7516
E5: Sahara	36.5	26.8	44.9	8108

- Steady-state operation mode.
- Streams leaving the main components (absorber, generator, condenser and evaporator) are at saturation state.
- Pressure drops are negligible except in the throttling devices.
- Pumping work is negligible.
- Heat losses or gains from the surroundings are negligible.
- Pumping and throttling processes are isenthalpic.

The thermodynamic properties of the water–LiBr fluid mixture were taken from the model developed by Pátek and Klomfar (2006). Moreover, a crystallisation test was implemented in the simulation programme setting a safety temperature margin of 5 °C; the solution entering the absorber is more likely to be exposed to crystallisation due to the low temperature and high concentration in salt. The crystallisation temperature of the solution was estimated by the expression of Eq. (4) and depending on the solution concentration  $X$  (Tesda, 2009):

$$T_{crit} = Ax^2 + Bx + C \quad (4)$$

A, B and C are given in Table 2.

The efficiency parameters used to analyse the performance of the absorption cycles under the climatic conditions of the different zones were those of the coefficient of performance (COP), which is the ratio of the evaporator thermal load by the driving heat supplied to the generator, and the cooling capacity.

After introducing the temperatures of the chilled water and heat source, the simulation programme required that the climate zone under study be specified, or that the climatic data of the simulation be introduced manually. The simulation was then started and followed the sequence described below:

- The pressure levels were calculated based on the properties of pure water and using REFPROP database (National Institute of Standards and Technology (NIST), 2013) and IAPWS formulations (Wagner and Průš, 2002).
- The salt concentrations in the solution circuits were determined using the correlations reported in ASHRAE fundamentals (2009).

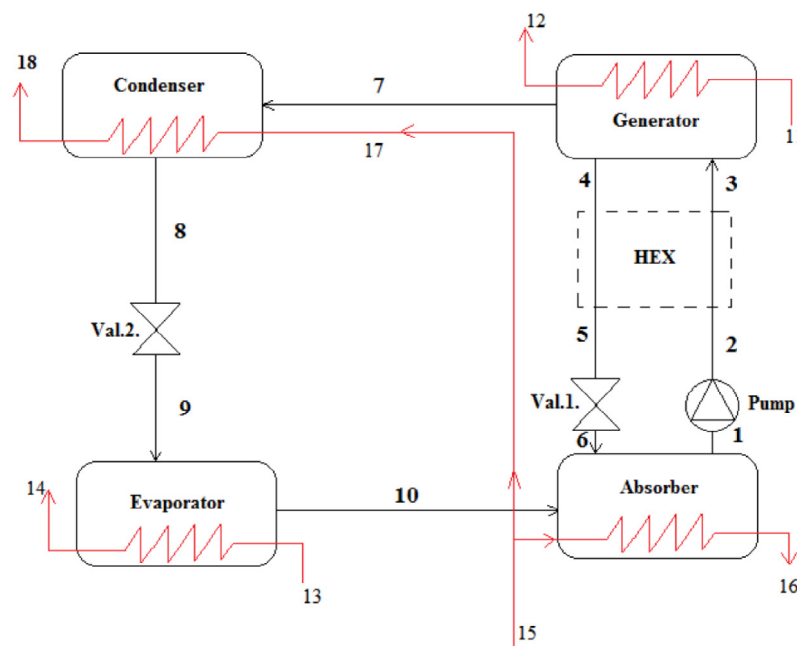


Fig. 2 – Schematic flow diagram of the Yazaki single-effect water–LiBr absorption chiller.

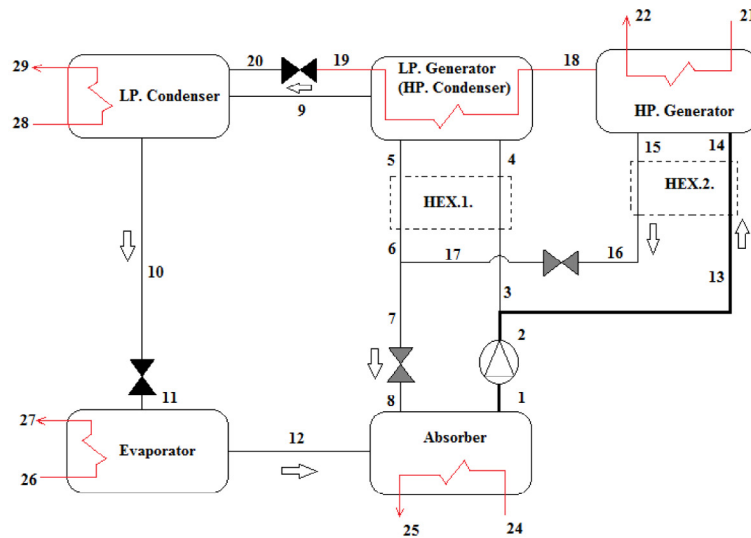


Fig. 3 – Schematic flow diagram of the Broad double-effect water–LiBr absorption chiller.

- After calculating the mass flow rates, the enthalpy of the different streams in the cycles was calculated (Pátek and Klomfar, 2006).
- The crystallisation test was then performed and the chiller efficiency parameters were calculated.

#### 4. Results and discussion

The operation and performance of the Yazaki single-effect and Broad double-effect absorption chillers were analysed in the thermal conditions in the five climate zones in Algeria. Previously, the model developed was validated using the experimental data obtained by Rodríguez (2013) on the Yazaki absorption chiller and a parametric study varying the temperatures of the three external circuits i.e. cooling medium, heat source and chilled water was carried out for both absorption chillers. The nominal conditions of the two commercial absorption chillers and intervals of the input parameters used in the parametric study are summarised in Table 3. Neither the solution mass flow rates nor the heat exchanger efficiencies were given by the manufacturers of the two commercial chillers so they were taken from the experimental studies reported by Martínez et al. (2016) for the Yazaki chiller and Balghouthi et al. (2012) for the Broad chiller. The temperature gradient ( $\Delta T$ ) of each component was selected in terms of the heat

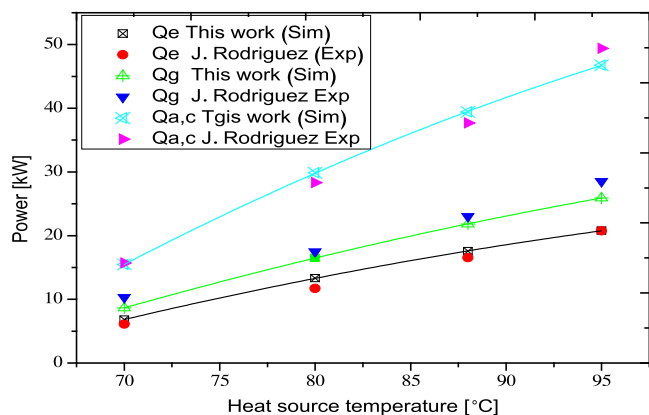
exchange nature, namely 3 °C for the evaporator and generator (liquid–liquid heat exchange) and 7.5 °C for the condenser and absorber, taking into account that there was an indirect air cooling mode.

Table 3 – Input parameters used in the simulation of the Yazaki single-effect and Broad double-effect water–LiBr absorption chillers.

Parameter	Value
Yazaki WFC-SC5	
Nominal conditions	
Cooling capacity	17.6 kW
Chilled water temperature inlet/outlet	12/7 °C
Hot water temperature inlet/outlet	88/83 °C
Cooling water temperature inlet/outlet	31/35 °C
Mass flow rate of the solution leaving the absorber	$4 \cdot 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$
Efficiency of the solution heat exchanger	0.64
Coefficient of performance (COP)	0.7
Parametric study	
Outlet chilled water temperature	7–12 °C
Inlet hot water temperature	80–110 °C
Ambient air temperature	26 to 46 °C
Broad BCT 16	
Nominal conditions	
Cooling capacity	16 kW
Chilled water temperature inlet/outlet	14/7 °C
Heat source	Steam
Cooling water temperature inlet/outlet	32/38
Mass flow rate of the solution leaving the absorber	$7 \cdot 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$
Efficiency of the solution heat exchangers	0.60
Coefficient of performance (COP)	1.0
Parametric study	
Outlet chilled water temperature	7–12 °C
Heat source temperature	118–160 °C
Ambient air temperature	26–46 °C
Temperature gradients between the internal streams and external circuits for both absorption chillers	
Generator and evaporator	3 °C
Absorber and condenser (indirect cooling)	7.5 °C

Table 2 – Constants used in Eq. (4).

LiBr mass concentration (%)	A	B	C
$x < 48.5$	−0.253	25.107	−398.3
$48.5 < x < 57.2$	−0.3080928653	38.51957477	−919.4
$57.2 < x < 65.5$	−0.308288545	42.7386184	−1159.4
$x \geq 65.5$	−0.3391180069	58.34181996	−2046.536869



**Fig. 4 – Model validation with experimental data from the Yazaki absorption chiller.**

#### 4.1. Model validation

The simulation results obtained with the cycle configuration of the Yazaki absorption chiller were then compared with the experimental data reported by Rodríguez (2013) for the same chiller. The thermal loads of the generator and evaporator and the heat rejected by the absorber and condenser are shown in Fig. 4 at different temperatures of the heat source. As can be observed, the simulation results are well in agreement with experimental data, with the deviations around 10, 8 and 1% for the generator and evaporator thermal loads and rejected heat, respectively.

#### 4.2. Parametric study

A parametric study was carried out to analyse the effect of the temperature of the heat dissipation medium, driving heat and chilled water on the performance of both commercial absorption chillers considered in the present work. The ambient air temperature was varied from 26 to 46 °C at 2 °C intervals and the heat source temperature from 80 to 110 °C for the single-effect absorption chiller and from 118 to 160 °C for the double-effect absorption chiller also at 2 °C intervals. Two temperatures were applied for the chilled water, namely 7 °C and 12 °C. In order for the single-effect configuration to achieve a COP higher than 0.6 and for the double-effect configuration a COP higher than 1.0, feasible intervals of ambient air temperature were established.

The 3D Figs. 5 and 6 show, respectively, the variations of the coefficient of performance (COP) and cooling capacity versus the ambient air and heat source temperatures at 7 °C and 12 °C of chilled water temperatures for the Yazaki single-effect absorption chiller. The 3D Figs. 7 and 8 illustrate the same trends for the Broad double-effect absorption chiller. It is noteworthy that the functioning area of the absorption chillers is represented by the coloured zones, while the non-functioning areas are represented by the dead zones on the right side (temperature of the driving heat is insufficient) and on the left side (crystallisation of the working fluid water–LiBr).

Figs. 5 and 6 show that the single-effect absorption chiller reached a COP higher than 0.6 when it was operated at an ambient air temperature ranging from 30 °C to 40 °C for the

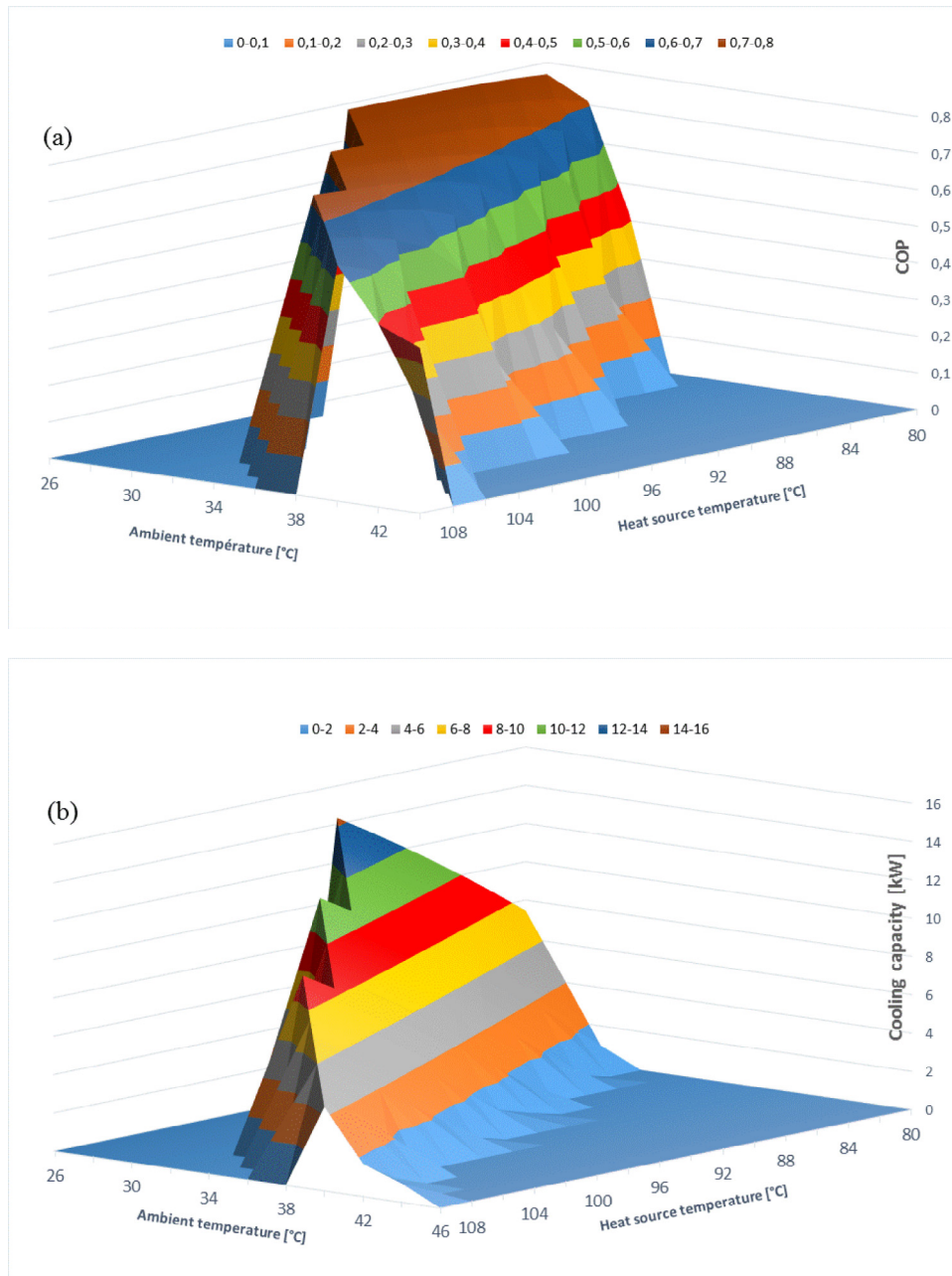
production of chilled water at a temperature of 7 °C (Fig. 5a) and from 30 to 44 °C for chilled water at a temperature of 12 °C (Fig. 6a). As observed in these figures, the cooling capacity with a COP higher than 0.6 varied from 11.7 to 4.3 kW for chilled water at 7 °C (Fig. 5b) and from 16 to 3 kW for chilled water at 12 °C (Fig. 6b). With regard to the quantitative effect of ambient air temperature on the chiller performance, it was seen that when the ambient air temperature was increased from 30 °C to 40 °C and chilled water temperature was set at 7 °C the coefficient of performance and cooling capacity decreased by 15% and 63%, respectively. The corresponding degradation rates were 9% and 48% when the chilled water temperature was set at 12 °C.

Regarding the double-effect absorption chiller, Figs. 7 and 8 show that COP values were above 1.0 when the chiller was operated at an ambient air temperature ranging from 30 °C to 40 °C and chilled water temperature was set at 7 °C (Fig. 7a). The corresponding range of ambient air temperature was 30°–44 °C when the chilled water was set at 12 °C (Fig. 8a). The cooling capacity delivered by the chiller with a COP higher than 1.0 varied from 23 to 10 kW for the ambient air temperature range with chilled water set at 7 °C (Fig. 7b), and from 31 to 8 kW for the ambient air temperature range with chilled water set at 12 °C (Fig. 8b). Moreover, by increasing the ambient air temperature from 30 °C to 40 °C, the coefficient of performance and cooling capacity of the chiller were reduced by 11% and 56%, respectively, with chilled water set at 7 °C and by 8% and 44%, respectively, with chilled water set at 12 °C.

#### 4.3. Performance analysis of single-effect and double-effect water–LiBr absorption chillers functioning in different Algerian climate zones

The operational feasibility and performance of the two small capacity commercial water–LiBr absorption chillers considered in the present work are herein presented for each one of the five Algerian climate zones. Two values were contemplated for chilled water temperature, namely 7 °C and 12 °C. The condensation temperature was implicitly obtained from the maximum ambient air temperature of each climate zone. Figs. 9–12 show the efficiency parameters obtained for both Yazaki single-effect and Broad double-effect absorption chillers working in the five climate zones.

Figs. 9 and 10 show the variation of the coefficient of performance (COP) and cooling capacity, respectively, versus the heat source temperature for the single-effect absorption chiller at chilled water temperatures of 7 and 12 °C. It is worthy to note that the absorption chiller was able to produce chilled water at 7 °C in climate zones E1 and E2 with a COP of 0.72 and 0.70 and with heat source temperatures of 90 °C and 100 °C, respectively (Fig. 9a). However, this chiller was not able to produce chilled water at 7 °C at the high ambient air temperatures (40–45 °C) of climate zones E3, E4 and E5. This was due to crystallisation problems or very low efficiency. To overcome this limitation, the chilled water temperature was increased to 12 °C so that the absorption chiller could operate in the climatic conditions of zones E3 and E4. Consequently COPs of 0.71 and 0.68 were, respectively, obtained at a heat source temperature of 110 °C (Fig. 9b).



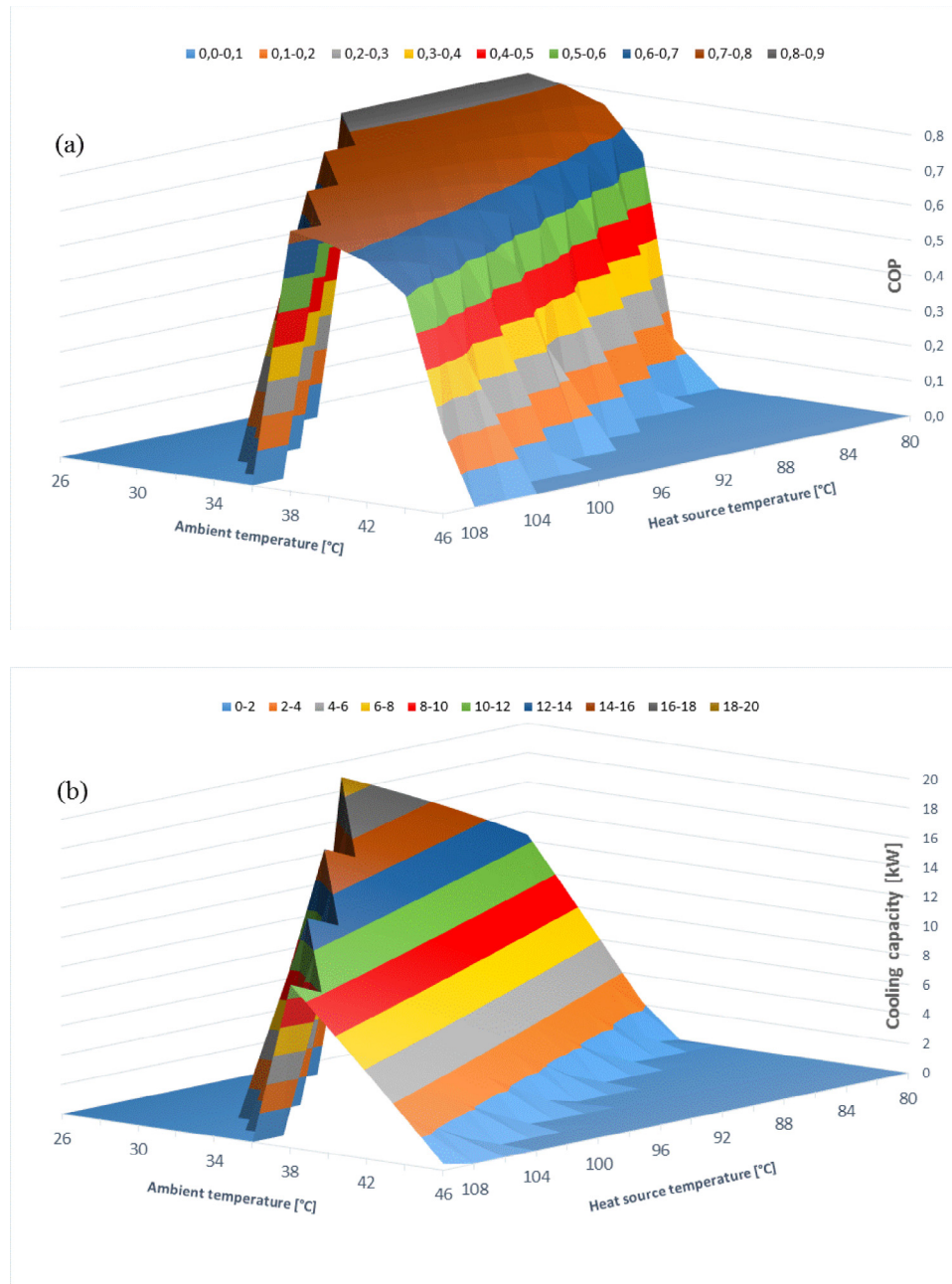
**Fig. 5 – Variation of the coefficient of performance (a) and cooling capacity (b) of the single-effect absorption cycle versus ambient air and heat source temperatures for a chilled water temperature of 7 °C.**

A cooling capacity of 6.5 kW was obtained for climate zones E1 and E2 at heat source temperatures of 90 and 100 °C, respectively, and at a chilled water temperature of 7 °C (Fig. 10a). This represents around 37% of the nominal cooling capacity and was due to the indirect cooling of the absorber and condenser considered in the present work. Depending on the ambient air temperature, this cooling mode significantly increased the absorber and condenser temperatures. At 110 °C of the heat source temperature, the cooling capacities were 16.35 and 11.45 kW for climate zones E1 and E2, respectively, i.e. 93% and 65% of the nominal value. By increasing the chilled water temperature to 12 °C (Fig. 10b), the cooling capacity of the chiller operating in climate zones E1 and E2 was increased by 5% and

12%, respectively. Moreover, at a heat source temperature of 110 °C, cooling capacities of 7.9 kW for zone E3 and 5.8 kW for zone E4 were obtained, i.e. 45% and 33% of the nominal cooling capacity.

It is important to mention that the single-effect absorption chiller was not able to produce chilled water at 7 °C or 12 °C in the climatic conditions of zone E5. This was due to the high ambient air temperature of the zone and the indirect heat dissipation taken into account in the present work, both of which lead to a temperature increase in the absorber and condenser.

The variations of the coefficient of performance (COP) and the cooling capacity, versus the heat source temperature, are shown in Figs. 11 and 12 respectively, for the double-effect ab-

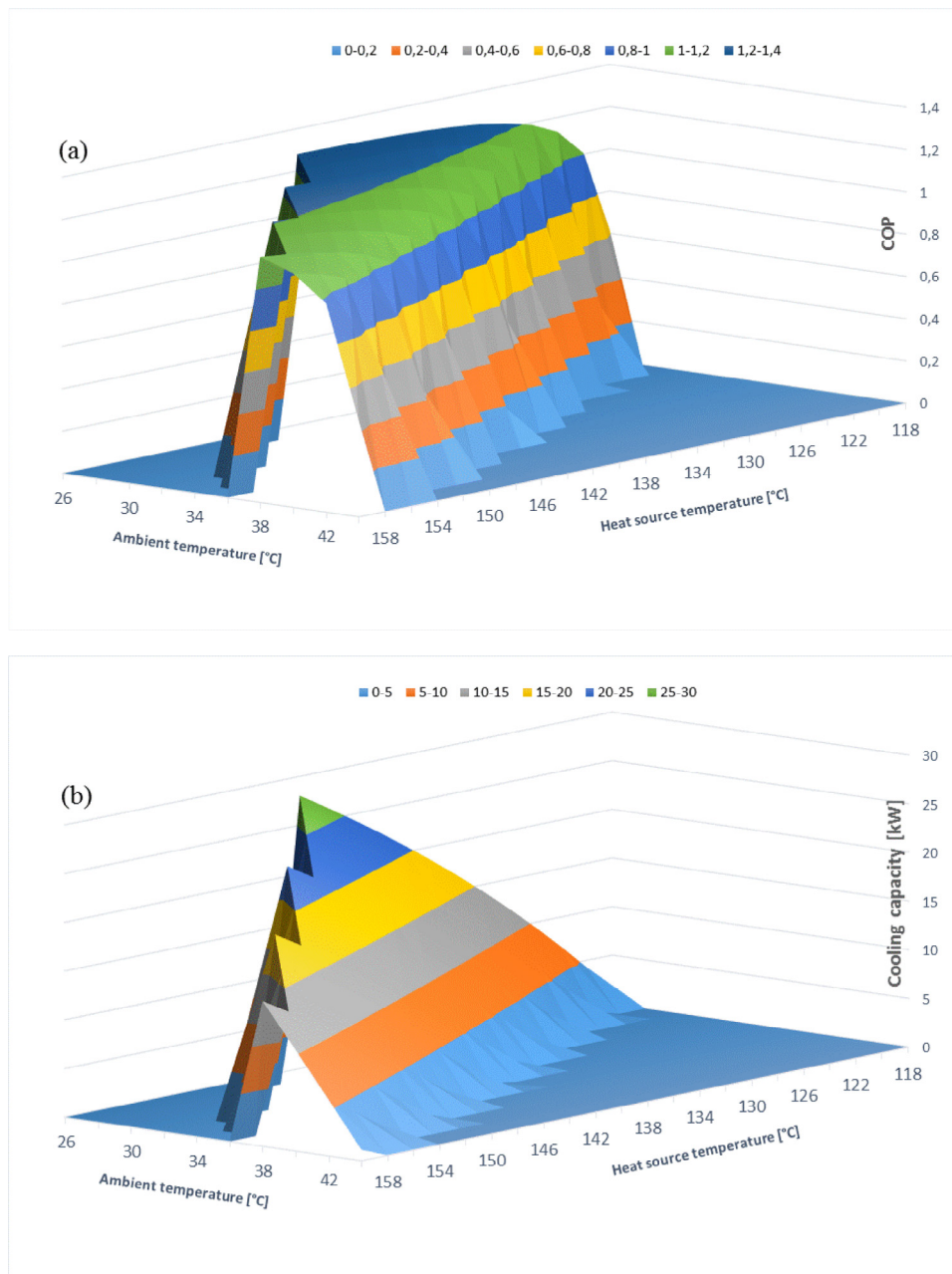


**Fig. 6 – Variation of the coefficient of performance (a) and cooling capacity (b) of the single-effect absorption chiller versus ambient air and heat source temperatures for a chilled water temperature of 12 °C.**

sorption chiller at chilled water temperatures of 7 and 12 °C. At a chilled water temperature of 7 °C, the COPs of the chiller were 1.20 and 1.17 for climate zones E1 and E2 with heat source temperatures of 140 °C and 150 °C, respectively (Fig. 11a). It is important to note that, in this case, the chiller was also able to operate in zones E3 and E4 with a COP higher than 1.0 and with a heat source temperature of over 160 °C. When a chilled water temperature of 12 °C was applied, the heat source temperature required to drive the absorption chiller was about 10 °C lower than that of the chilled water at 7 °C and the COP also improved (Fig. 11b). The COP values were 1.15 and 1.14 at heat source temperatures of 155 °C and 160 °C for climate zones E3

and E4, respectively. Regarding climate zone E5, the chiller was not able to operate at 7 °C or 12 °C of chilled water temperature regardless of whether the heat source applied was at a high temperature.

The cooling capacities obtained for climate zones E1 and E2 reached about 14.6 kW when heat source temperatures of 140 and 150 °C, respectively were applied, and the temperature of the chilled water was set at 7 °C (Fig. 12a). This cooling capacity represented around 91% of the nominal cooling capacity. This was due to the indirect cooling of the absorber and condenser considered in the present work. Nominal cooling capacity was achieved at a heat source temperature of 142 °C for climate zone

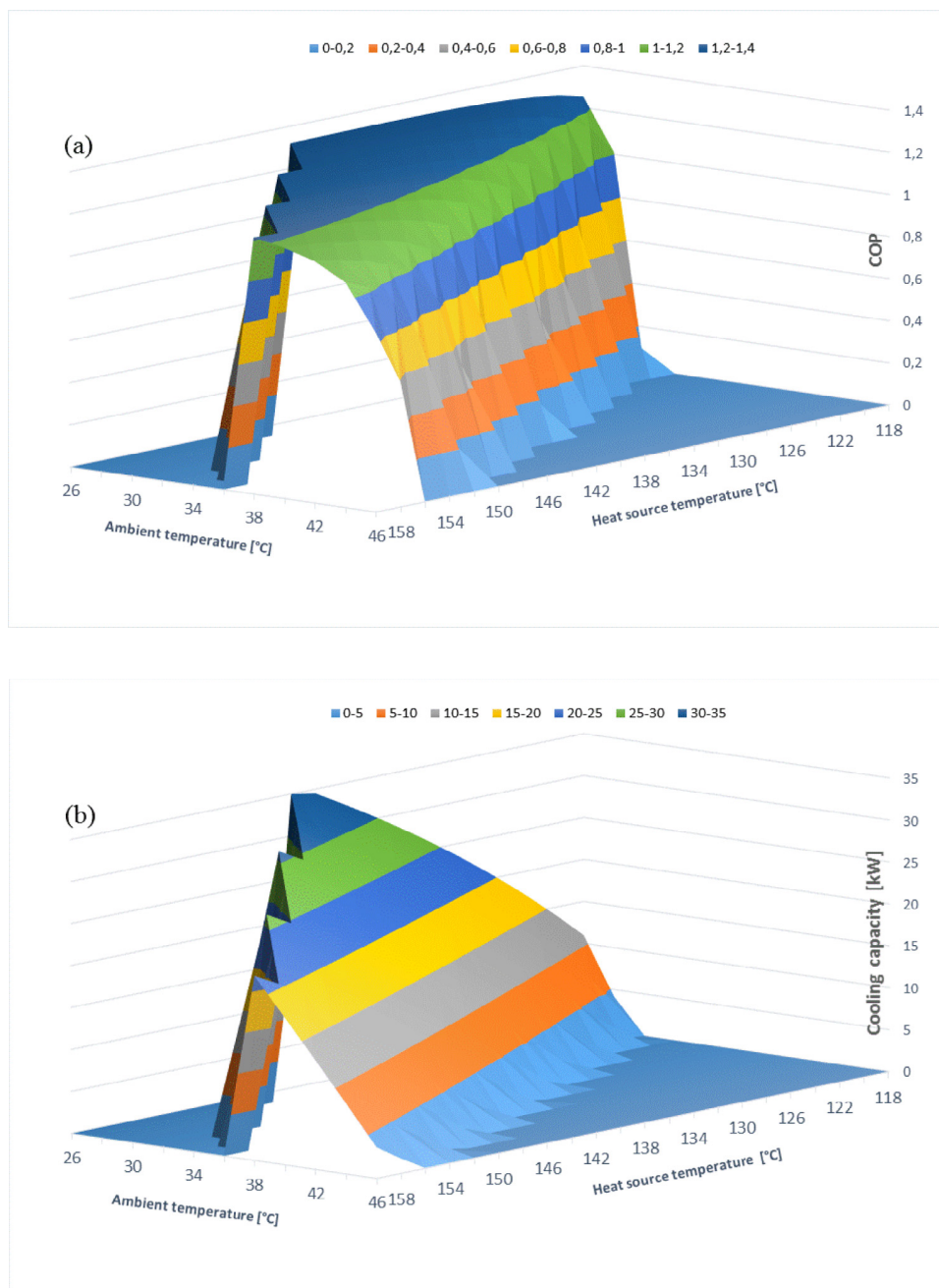


**Fig. 7 – Variation of the coefficient of performance (a) and cooling capacity (b) of the double-effect absorption chiller versus ambient air and heat source temperatures for a chilled water temperature of 7 °C.**

E1 and 152 °C for zone E2. The cooling capacity delivered by the chiller in the climatic conditions in zones E3 and E4 was much lower than the nominal value (16 kW) even at high heat source temperatures. With the heat source at 160 °C, the cooling capacities of the chiller were 9.5 kW for zone E3 and 6 kW for zone E4. By increasing the chilled water temperature to 12 °C, the cooling capacity of the chiller operating in climate zones E1 and E2 was increased by 38% and 32%, respectively (Fig. 12b). Moreover, a cooling capacity of 13 kW was obtained in climate zones E3 and E4 at heat source temperatures of 155 °C and 160 °C, respectively, i.e. 80% of the nominal cooling capacity. Notably, the cooling capacities delivered by the double-effect absorption chiller were significantly higher than those obtained by the single-

effect absorption chiller operating in the same climatic conditions of these zones (E3 and E4).

Regarding climate zone E5, the results showed that neither the single-effect nor the double-effect water–LiBr absorption chiller was feasible for use there, either due to the crystallisation of the water–LiBr solution or because efficiency was very poor. The absorber and condenser had to operate at high temperatures which increased the salt concentration of the strong solution in the absorption cycle and consequently increased the risk of crystallisation of the solution. Water–LiBr solution has a limited range of solubility which restricts the range of temperatures feasible for the absorber. To overcome this limitation, the following options could be considered.



**Fig. 8 – Variation of the coefficient of performance (a) and cooling capacity (b) of the double-effect absorption chiller versus ambient air and heat source temperatures for a chilled water temperature of 12 °C.**

- A geothermal heat exchanger could be used to dissipate the heat released in the absorber and condenser. It is well known that in summer, the soil temperature is lower than that of the ambient air and this temperature remains almost constant throughout the year at a given depth below ground level. Therefore, in places with hot arid climates this layer below the ground could be used as a heat sink for the absorption chiller.
- Recent investigations have shown that addition of other salts to LiBr aqueous solutions can significantly improve the solubility of the solution. However, the criteria for selecting an appropriate salt mixture should consider not only an in-

crease in the solubility range but also other aspects of machine operation such as vapour pressure, viscosity, corrosion, thermal and chemical stability. Bourouis et al. (2005a, 2005b) and Asfand et al. (2016) reported that the aqueous solution of the quaternary salt system (LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) is recommended for absorption chillers operating at high absorber and condenser temperatures. They also reported that the working pair water–LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl is less corrosive and its crystallisation temperature is about 35 °C lower than that of water–LiBr. The presence of lithium chloride decreases vapour pressure, lithium iodide and lithium nitrate improve solubility, and lithium nitrate reduces corrosion in the system.

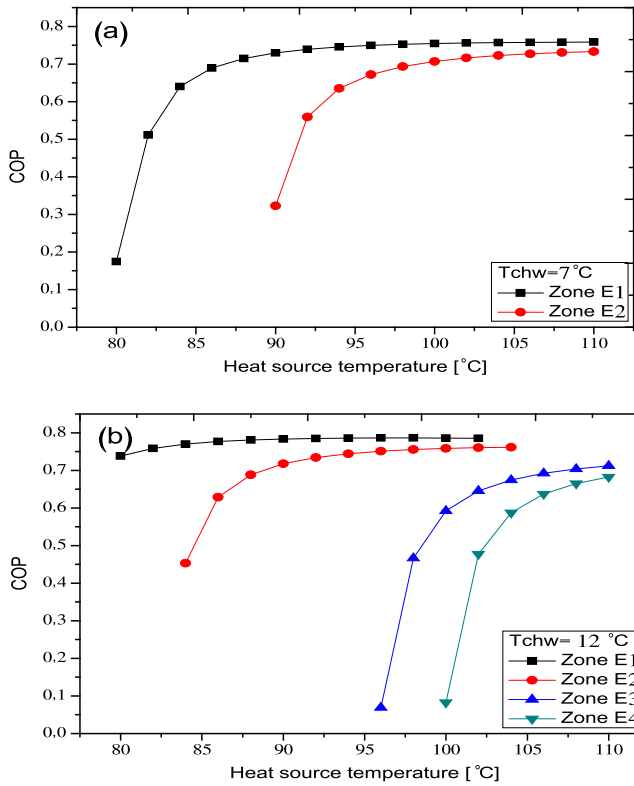


Fig. 9 – COP versus heat source inlet temperature for the single-effect absorption chiller at chilled water temperatures of 7 (a) and 12 (b) °C.

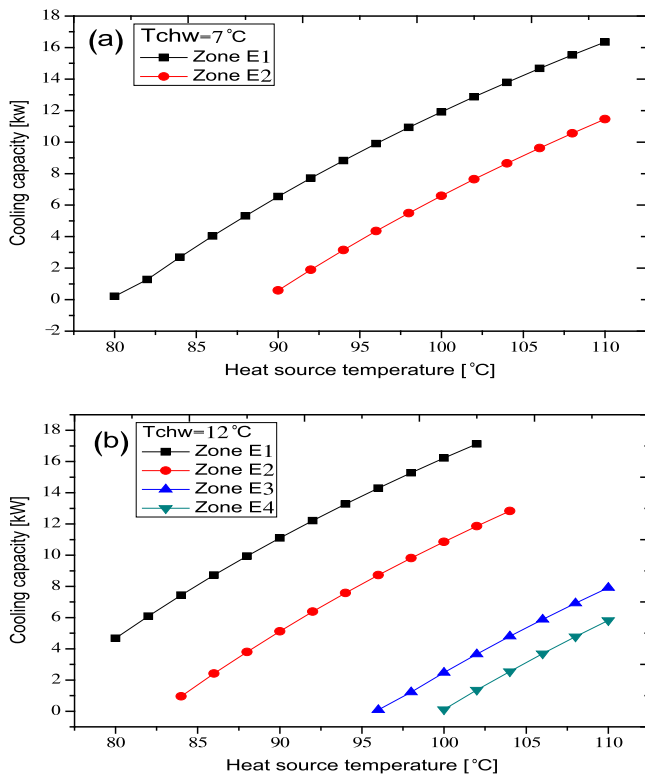


Fig. 10 – Cooling capacity versus heat source inlet temperature for the single-effect absorption chiller at chilled water temperatures of 7 (a) and 12 (b) °C.

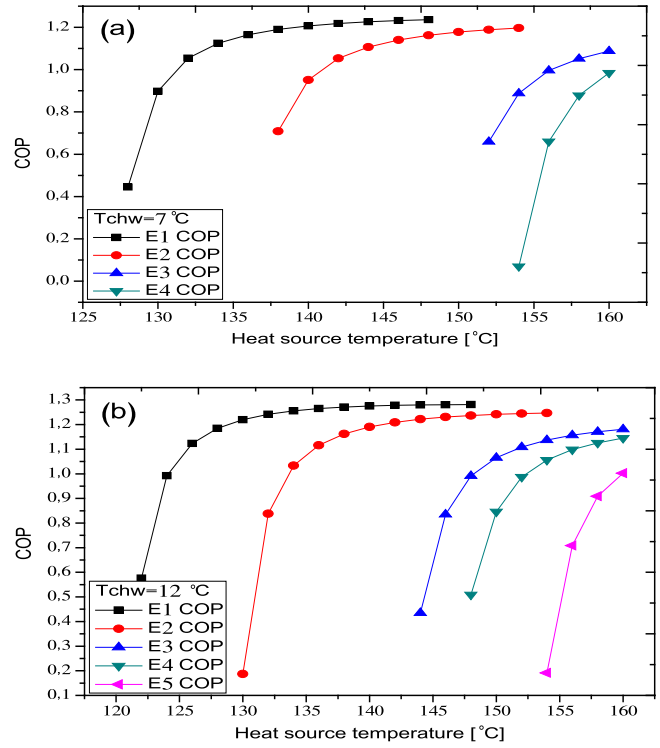


Fig. 11 – COP versus heat source inlet temperature for the double-effect absorption chiller at chilled water temperatures of 7 (a) and 12 (b) °C.

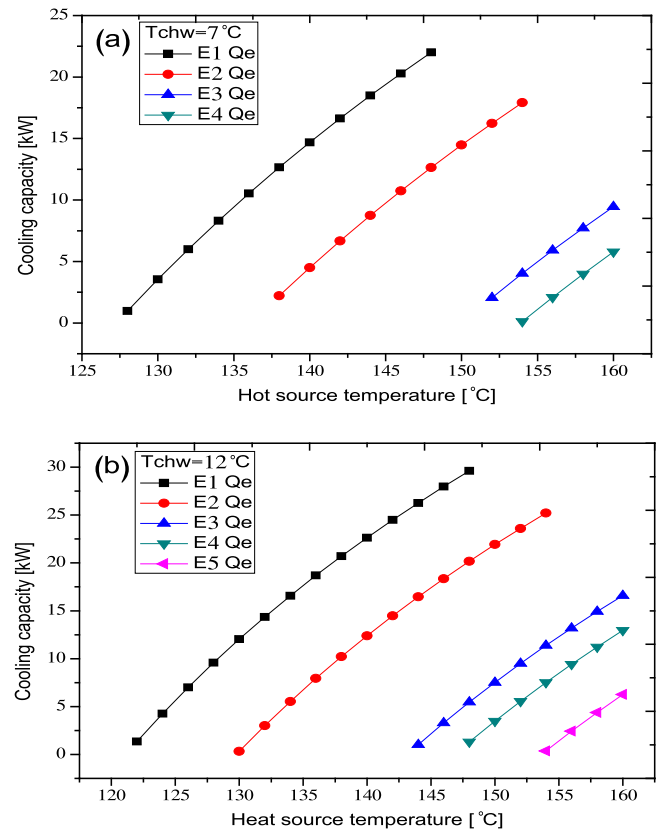


Fig. 12 – Cooling capacity versus heat source inlet temperature for the double-effect absorption chiller at chilled water temperatures of 7 (a) and 12 (b) °C.



**Table 4 – Thermal conditions and performance of the single-effect and double-effect water–LiBr absorption chillers which operated in the five climate zones in Algeria.**

Climate zone	Maximum ambient air temperature [°C]	Chilled water temperature [°C]	Single-effect chiller		Double-effect chiller		Recommendations
			Heat source temperature [°C]	COP	Heat source temperature [°C]	COP	
E1	30.6	7	98–110	0.75	146–148	1.23	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geothermal cooling of the absorber and condenser.</li> <li>• Use of water/multi-salts working pairs such as water–LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl.</li> <li>• Use of ammonia based working pairs such as NH<sub>3</sub>–LiNO<sub>3</sub>.</li> </ul>
		12	88–100	0.78	146–148	1.28	
E2	34.5	7	110	0.73	154	1.19	
		12	104	0.76	150–154	1.24	
E3	40.4	7	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	
		12	110	0.71	160	1.18	
E4	42.0	7	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	
		12	110	0.68	160	1.14	
E5	44.9	7	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	
		12	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	OP_OFF*	

\* OP\_OFF: Use of the absorption chiller is not recommended in the corresponding operating conditions.

- Other investigations have proposed ammonia–lithium nitrate as the working pair for applications requiring high operating temperatures for the absorber and condenser of absorption chillers. Zamora et al. (2014, 2015) reported that this working pair helps to overcome some of the drawbacks of the conventional working fluids. These include crystallisation and low operating pressures for water–LiBr systems and refrigerant vapour rectification at the desorber outlet for ammonia–water systems. Ammonia–lithium nitrate absorption cooling systems could also be activated by low temperature heat sources cycles, such as those found in solar cooling applications.

Table 4 summarises the operating temperatures and the coefficient of performance of both single-effect and double-effect water–LiBr absorption chillers when they operated in each one of the five climate zones in Algeria. The OP\_OFF used in the table indicates that use of the absorption chiller is not recommended in the corresponding operating conditions. This is because of crystallisation of the water–LiBr solution or because of the insignificant chiller cooling capacity and coefficient of performance.

## 5. Conclusions

In this paper, a performance analysis of small capacity water–LiBr absorption chillers was carried out by numerical simulation at the thermal conditions of the five different Algerian climate zones. Two commercial absorption chillers were selected as case studies; a 17.6 kW Yazaki single-effect chiller and a 16 kW Broad double-effect chiller. The coefficient of performance (COP) and cooling capacity of the chillers were calculated for each climate zone at two temperatures of chilled water, namely 7 °C and

12 °C. Previously, a parametric study had been carried out varying the thermal conditions of the cooling medium and heat source. The results of these investigations can be summarised as follows:

- The single-effect absorption chiller was able to operate with a COP higher than 0.6 at an ambient air temperature ranging from 30 °C to 40 °C to produce chilled water at 7 °C. The double-effect absorption chiller demonstrated a COP higher than 1.0 at an ambient air temperature range of 30–40 °C to produce chilled water at 7 °C.
- In the case of the single-effect absorption chiller, when ambient air temperature was increased from 30 °C to 40 °C, cooling capacity was reduced by 63% and 48% for producing chilled water at temperatures of 7 °C and 12 °C, respectively. The corresponding degradation rates were 56% and 44% in the case of the double-effect absorption chiller.
- In the climatic conditions in zones E1 and E2 and chilled water at 7 °C, the single-effect absorption chiller delivered 37% of its nominal cooling capacity at heat source temperatures of 90 and 100 °C, respectively; meanwhile, the double-effect absorption chiller performed 91% of its nominal cooling capacity at heat source temperatures of 140 and 150 °C, respectively.
- In the climatic conditions of zones E3 and E4, the single-effect absorption chiller was not able to produce chilled water at 7 °C, and the cooling capacity delivered by the double-effect absorption chiller was much lower than the nominal value even at high temperature heat sources.
- By allowing for an increase in the chilled water temperature from 7 °C to 12 °C, the single-effect absorption chiller was able to operate in the climatic conditions of zones E3 and E4 and supplied 45% and 33%, respectively, of its nominal cooling capacity with a heat source temperature of 110 °C. The double-effect absorption chiller delivered up to 80% of

its nominal cooling capacity to produce chilled water at 12 °C in zones E3 and E4 applying heat source temperatures of 155 and 160 °C, respectively.

- Regarding climate zone E5, neither the single-effect nor the double-effect absorption chiller was able to perform feasibly, either because of crystallisation in the water–LiBr solution or because of very poor efficiency. This was due to the high temperatures required in the absorber and condenser. To overcome these limitations the following recommendations could be considered: (i) A geothermal heat exchanger could be used to dissipate the heat released in the absorber and condenser; (ii) the addition of other salts to lithium bromide in order to extend the solubility range of the solution, (iii) the use of an ammonia based fluid mixture such as ammonia–lithium nitrate as a working pair.
- Taking into account the cooling capacity supplied by the double-effect absorption chiller in the climatic conditions in zones E3 and E4 and the huge potential of solar irradiation available in these zones, it is much more recommendable in these hot climate zones in Algeria to use the double-effect configuration rather than the single-effect one for solar powered cooling applications.

## Acknowledgements

Omar Ketfi gratefully acknowledges the Algerian Ministry of Higher Education and Scientific Research for funding his internship at the University Rovira i Virgili of Tarragona (Spain) under the National Exceptional Program PNE 2016–2017.

## REFERENCES

- Agrouaz, Y., Bouhal, T., Allouhi, A., Kousksou, T., Jamil, A., Zeraoui, Y., 2017. Energy and parametric analysis of solar absorption cooling systems in various Moroccan climates. *Case Stud. Therm. Eng.* 9, 28–39.
- Al-Alili, A., Hwang, Y., Radermacher, R., 2014. Review of solar thermal air conditioning technologies. *Int. J. Refrigeration* 39, 4–22.
- Albers, J., 2014. New absorption chiller and control strategy for the solar assisted cooling system at the German federal environment agency. *Int. J. Refrigeration* 39, 48–56.
- Asfand, F., Stiriba, Y., Bourouis, M., 2016. Performance evaluation of membrane-based absorbers employing  $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiBr} + \text{LiI} + \text{LiNO}_3 + \text{LiCl})$  and  $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiNO}_3 + \text{KNO}_3 + \text{NaNO}_3)$  as working pairs in absorption cooling systems. *Energy* 115, 781–790.
- ASHRAE fundamentals, 2009. Thermodynamic properties of refrigerant. Inch-Pound Edition. Chapter 30.
- Balghouthi, M., Chahbani, M., Guizani, A., 2012. Investigation of a solar cooling installation in Tunisia. *Appl. Energy* 98, 138–148.
- Belgaid, B., 2011. Zones climatiques de l'Algérie. Département d'architecture de Batna.
- Bermejo, P., Pino, F., Rosa, F., 2010. Solar absorption cooling plant in Seville. *Sol. Energy* 84 (8), 1503–1512.
- Borel, J., 1962. Application du règlement de la construction en Algérie, définition des zones climatiques. Cahier du CSTB, N° 57, Paris.
- Bourouis, M., Vallès, M., Medrano, M., Coronas, A., 2005a. Absorption of water vapour in the falling film of water–(LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions. *Int. J. Therm. Sci.* 44 (5), 491–498.
- Bourouis, M., Vallès, M., Medrano, M., Coronas, A., 2005b. Performance of air-cooled absorption air conditioning systems working with water–(LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl). *J. Process Mech. Eng.* 219, 205–212.
- Bujedo, L., Rodríguez, J., Martínez, P., 2011. Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load. *Sol. Energy* 85 (7), 1302–1315.
- CDER. 2010. Portail Algérien des Energies Renouvelables, Mai 2010. Le potentiel des énergies renouvelables en Algérie, le plus important d'Afrique du Nord.
- CNERIB classification. 1993. CNERIB, Ministère de l'habitat, Recommandations architecturales. Editions ENAG, Alger, <http://www.mhuv.gov.dz>.
- Darkwa, J., Fraser, S., Chow, D., 2012. Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system. *Energy* 39 (1), 395–402.
- Hidalgo, M., Aumente, P., Millán, M., Neumann, A., Mangual, R., 2008. Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. *Appl. Therm. Eng.* 28 (14–15), 1734–1744.
- Li, M., Xu, C., Hassanien, R., Xu, Y., Zhuang, B., 2016. Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide–water absorption cooling system. *Int. J. Refrigeration* 71, 46–59.
- Mammoli, A., Vorobieff, P., Barsun, H., Burnett, R., Fisher, D., 2010. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. *Energy Build.* 42 (9), 1524–1535.
- Martínez, J., Martínez, P., Bujedo, L., 2016. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr–water absorption chiller. *Renew. Energy* 86, 473–482.
- National Institute of Standards and Technology (NIST), 2013. US Department of Commerce, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>.
- Pátek, J., Klomfar, J., 2006. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500K over full composition range. *Int. J. Refrigeration* 29 (4), 566–578.
- Rodríguez, J., 2013. Desarrollo de un Banco de Ensayos Multifuncional y de los Procedimientos para Caracterizar Equipos Térmicos de Refrigeración y Bombas de Calor de Pequeña Potencia. PhD Thesis, Rovira i Virgili University, Tarragona, Spain.
- Rosiek, S., Batlles, F., 2012. Shallow geothermal energy applied to a solar-assisted air-conditioning system in southern Spain: two-year experience. *Appl. Energy* 100, 267–276.
- Sarabia Escriva, E.J., Lamas Sivila, E.V., Soto Frances, V.M., 2011. Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field, application to Spanish climates. *Sol. Energy* 85 (9), 2108–2121.
- Siddiqui, M., Said, S., 2015. A review of solar powered absorption systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 42, 93–115.
- Tesha, 2009. Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant. MSC thesis, University of Iceland.
- Viñas, E., Best, R., Lugo, S., 2016. Simulation of solar air conditioning systems in coastal zones of Mexico. *Appl. Therm. Eng.* 97, 28–38.
- Wagner, W., Prueß, A., 2002. The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. *J. Phys. Chem. Ref. Data* 31 (2), 387–535.

Xiaoyong, C., 2004. Broad Co. BCT16 commissioning instruction and explanation notes, Changsha, China.

Yazaki Corporation, 2008. WFC-SC5 chiller, Specifications. [www.yazakienergy.com](http://www.yazakienergy.com).

Zamora, M., Bourouis, M., Coronas, A., Vallès, M., 2014. Pre-industrial development and experimental characterization of

new air-cooled and water-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chillers. *Int. J. Refrigeration* 45, 189–197.

Zamora, M., Bourouis, M., Coronas, A., Vallès, M., 2015. Part-load characteristics of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller. *Int. J. Refrigeration* 56, 43–52.

# Modeling and Simulation of a Single Stage Solar Absorption Cooling Machine under Algerian Climate

O. Ketfi<sup>1,2\*</sup>

M. Merzouk<sup>1</sup>, N. Kasbadji Merzouk<sup>2</sup>, S. El Metennani

1 Laboratory for Fundamental and Applied Physics,  
University of Blida 1, Algeria  
[omar.ketfi@univ-blida.dz](mailto:omar.ketfi@univ-blida.dz)

2 Unité de Développement des Equipements  
Solaires/UDES/CDER, 42415, W. Tipaza, Algeria  
[nkmerzouk@gmail.com](mailto:nkmerzouk@gmail.com)

**Abstract** –With the increasing of energy demand for air conditioning purpose in Algeria, absorption solar cooling systems represents a very good alternative for clean cooling production where over-consumption of electricity occurs. In this paper, a modeling and simulation of an absorption solar cooling machine under Algerian climate is presented. This study was based on a single stage absorption cooling machine operated by the binary pair LiBr-H<sub>2</sub>O with cooling capacity of 17.6 kW<sub>cool</sub>. The system was modeled with Engineering Equation Solver (EES) and Matlab simulation tools. Thermodynamic analysis of different components of the system allowed us to determine the theoretical performance of the system. The coefficient of performance (COP) and the second law coefficient of performance (COP<sub>II</sub>) were calculated using the first and second law analysis. Also, by evaluating and discussing the exergy destruction of each component, the absorber and the generator were found to be the major components of the system that would require optimization. The data taken from Bousmail weather station were used in the simulation model and COP of 0.70 to 0.80 was found for absorber and condenser temperatures varying between 35 and 45 °C and 7 to 12 °C for the evaporator temperature. For two Algerian states, the annual total solar fraction “*f*” of the solar collectors’ field satisfying the thermal need of the absorption system was calculated using f-Chart method.

## Keywords:

*Absorption machine; single stage; binary pair; COP; Matlab simulation program; EES simulation program; exergetic coefficient of performance; exergy destruction; f-Chart method.*

## I. INTRODUCTION:

In Algeria, energy generation plants face considerable problems of overconsumption especially in summer periods where cooling needs are important. In 2012, the part of electricity for air conditioning is very important, 36 % of Algeria’s electricity production was intended to residential sector, and 9 % just for housing air conditioning [1]. Solar cooling through absorption machines is considered as the best way to refrigerate using a clean energy source, with the availability of solar radiation in southern Algeria where the need for cold increase, solar refrigeration technologies are a very good alternative.

Matlab simulation tool is used in several studies on absorption systems, *Gong and al* [2] analyzed a simple effect absorption refrigeration machine working with water-LiBr pair, the endogenous, exogenous, avoidable and unavoidable fractions

of the exergy destruction in each system’s component were identified, a Matlab simulation program was written to determine the proprieties of all points of the cycle and derive the energy transfer rates of all components.

*Fayad and al* [3] carried out an analytical study to perform a solar absorption system working with LiBr-H<sub>2</sub>O.

Matlab numerical simulation of the system shows the influence of different component temperatures on the system performances.

EES simulation tool was also used in order to simulate solar absorption system’s performances, a modeling of two absorption refrigeration systems (ARS) working with LiBr-H<sub>2</sub>O and H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub> as working fluids was proposed by *Tesha* [4], both systems were powered by geothermal brine water. Two main aspects were observed: the coefficient of performance and the collector area needed to operate the ARS. EES tool was used to determine the optimum collector area for maximum refrigeration efficiency. *Balghouthi and al* [5] evaluated the feasibility of a 11 kW absorption air conditioner powered by 30 m<sup>2</sup> flat plate solar collectors in Tunisia, the system was simulated using EES and TRNSYS simulation tools. A simple and double effect solar absorption systems were modeled and simulated by *Avanessian and Ameri* [6], an EES simulation program was developed to investigate the energetic and exergetic performances of the system.

This paper describes a modeling and simulation of a single effect absorption cooling machine working with LiBr-H<sub>2</sub>O pair. Using EES (Engineering Equation Solver) and Matlab simulation tools, a simulation programs were achieved to describe the thermal behavior of different components of a typical single stage solar absorption system (YAZAKI WCF-SC5) [7] with 17.6 kW<sub>cool</sub> working under Algerian climate. The proprieties of all points of the cycle thus the energy transferred by each component and the exergy destruction of these latter were calculated, as well as the cycle’s first and second law efficiencies.

## II. CYCLE DESCRIPTION

A schematic representation of the single effect LiBr-water absorption cycle investigated in this paper is showed in **Fig.1**. The cycle consists essentially of an Absorber, Generator, Evaporator and Condenser. The LiBr-water mixture is heated in the generator by the solar collectors or other heat source,

## Nomenclature:

### Variables and parameters

E	Heat exchanger effectiveness.	
m	Mass flow rate	[kg/s]
M	Molar mass	[kg mol <sup>-1</sup> ]
x	Mass fraction ( $x = m_{LiBr}/(m_{LiBr} + m_{H2O})$ )	
w	Molar fraction ( $x = n_{LiBr}/(n_{LiBr} + n_{H2O})$ )	
P	Pressure	[kPa]
W <sub>p</sub>	Pump work	[kW]
Q	Heat capacity	[kW]
H	Enthalpy	[kJ/kg]
S	Entropy	[kJ/kg K]
T <sub>0</sub>	Constant (T <sub>0</sub> =221 [K])	[K]
'	Saturated Liquid state	
I	Exergy destruction	[kW]
n	Amount of substance	mol

### Subscripts

a	Absorber
c	Condenser, Critical point
e	Evaporator
g	Generator
p	Pump
r	Refrigerant
ss ws	Strong and Weak solutions
o	Outlet
i	Inlet
v	Valve
gen	Generation

### Physical constants and characteristic property of LiBr and Water

M <sub>LiBr</sub>	=0.08685	[kg/mol]
M <sub>water</sub>	=0.018015268	[kg/mol]

### Critical point of pure water

T <sub>c</sub>	= 647.096	[K]
----------------	-----------	-----

the water vapor is separated and passes through the condenser where it changes phase by rejecting heat to the surroundings, the saturated liquid water resulting passes through a throttle valve where its pressure is reduced before it is sent to the evaporator to absorb heat from the cooling area. The water vapor exiting the evaporator is absorbed by the strong solution (rich in LiBr) coming from the generator, the chemical reaction generates heat that needs to be evacuated. The weak solution (poor in LiBr) is then pumped to the generator and the cycle regenerates.

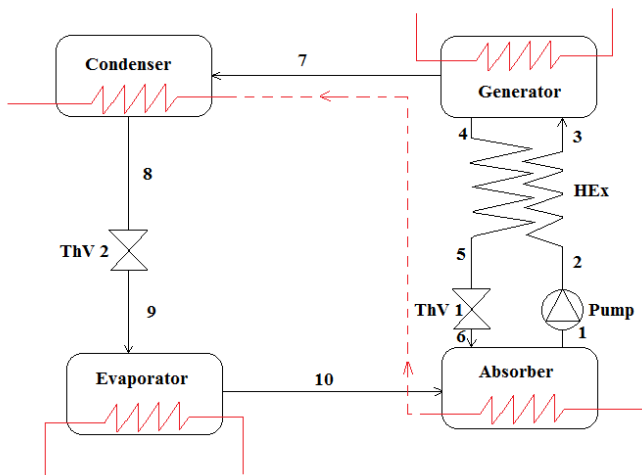


Fig. 1. Schematic representation of a single effect LiBr-water absorption refrigeration cycle

A heat exchanger can be added between the generator-absorber to improve the cycle's performance by reducing the amount of energy requested by the generator and that by preheating the weak solution before entering the generator.

## III. CYCLE CALCULATION:

The performances of the solar absorption machine was analyzed using Engineering equation solver (EES) and Matlab simulation tools. The following assumptions were used in analysis of the absorption system [2] [8] [5]:

- The generator-condenser and absorber-evaporator are in the same pressure.
- The refrigerant exiting the condenser is considered saturated liquid water.
- The exit streams from the generator, absorber, condenser and evaporator are supposed in saturation state (Points 1, 4, 8 and 10).
- The vapors exiting the generator are slightly superheated.

In order to fully characterize the cycle, the first and second law analyses are applied for each point of the cycle.

Under study-state conditions, the mass conservation equations give [9] [13]:

$$\sum (mX)_{in} = \sum (mX)_{out} \quad (1)$$

For each component of the cycle, the energy balance is given [9]:

$$\begin{aligned} \text{For the Condenser and Evaporator } Q_c &= m_r(H_7 - H_8) \text{ and} \\ Q_e &= m_r(H_{10} - H_9) \end{aligned} \quad (2)(3)$$

The energy balance in the Generator gives

$$Q_g = m_r H_7 - m_{ws} H_3 + m_{ss} H_4 \quad (4)$$

For the Absorber we got

$$Q_g = m_{ss} H_6 - m_{ws} H_1 + m_r H_{10} \quad (5)$$

#### IV. RESULTS AND DISCUSSION:

The enthalpy for the points 1, 2, 3, 4, 5 and 6 of the cycle is function of pressure, temperature and the concentration (case of mixtures), it can be calculated either by ASHRAE formulations [10] or in our case by Patek [11] correlations for LiBr-H<sub>2</sub>O solution:

$$h(T, w) = (1 - w)h'(T) + h_c \sum_{i=1}^{30} a_i w^{m_i} (0.4 - w)^{n_i} \left( \frac{T_c}{T - T_0} \right)^{t_i} \quad (6)$$

$h'(T)$  is the enthalpy of saturated water at temperature( $T$ ), and  $a_i, m_i, n_i, t_i$  and  $h_c$  are given by Patek and al [11].

The entropy of the points 1, 2, 3, 4, 5 and 6 of the absorption cycle can be calculated by [11]:

$$S(T, w) = (1 - w)S'(T) + S_c \sum_{i=1}^{29} a_i w^{m_i} (0.4 - w)^{n_i} \left( \frac{T_c}{T - T_0} \right)^{t_i} \quad (7)$$

$S'(T)$  is the entropy of saturated water at temperature( $T$ ), and  $a_i, m_i, n_i, t_i$  and  $S_c$  are given by Patek and al [11].

Than the effectiveness of the solution heat exchanger is given [9]:

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_{ss}(T_4 - T_5)}{C_{min}(T_4 - T_2)} \quad (8)$$

With:  $C_{ss} = \dot{m}_{ss} c_{p_{ss}}$  and  $C_{min}$  is the minimum of [ $(\dot{m}_{ss} c_{p_{ss}})$  and  $(\dot{m}_{ws} c_{p_{ws}})$ ]

- Exergy analysis:

The exergy destruction for all components is given [12]:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 \left( \sum \dot{m}_o s_o - \sum \dot{m}_i s_i \right) \quad (9)$$

The total exergy destruction is given by:

$$\dot{I}_{tot} = \sum I_{components} = \dot{I}_g + \dot{I}_a + \dot{I}_c + \dot{I}_e + \dot{I}_{exc} + \dot{I}_{v1} \quad (10)$$

The coefficient of performance of the whole system (COP) is calculated by [9] [12]:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad \text{With } W_p \text{ is neglected.} \quad (11)$$

We also define the maximum possible efficiency for an absorption machine working with four temperatures  $T_g, T_a, T_c$  and  $T_e$  [10]:

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

The second law efficiency (exergy efficiency [2]) of the cycle is defined as the ratio of the COP at the COP<sub>m</sub> and is given by [12] [13]:

$$COP_{II} = \frac{COP}{COP_m} \quad (13)$$

Using Engineering Equation Solver (EES) and Matlab simulation tools, we were capable of calculating different proprieties of each point in the absorption cycle, the initial input parameters are summarized in Table 1.

Table.1. Default input parameters

T <sub>g</sub> =90	°C	Q <sub>e</sub> = 17.6	kW
T <sub>a</sub> =T <sub>c</sub> =35	°C	E <sub>f</sub> = 0.75	
T <sub>e</sub> =7	°C	P <sub>11</sub> =...=P <sub>18</sub> =101.325	kPa
T <sub>13</sub> =12	°C	m <sub>11</sub> = 1.2	kg/s
T <sub>11</sub> =90	°C	m <sub>15</sub> = 2	kg/s
T <sub>15</sub> =35	°C	m <sub>13</sub> = 0.8	kg/s

Table.2. Proprieties of the 18<sup>th</sup> points in the cycle.

Points	H [kJ/kg]	P [kPa]	S [kJ/kg K]	T [°C]	X (LiBr)
1	81,15	1,002	0,2184	35	0,5408
2	81,15	5,627	0,2184	35	0,5408
3	144,9	5,627	0,4156	65,68	0,5408
4	239,6	5,627	0,4751	90	0,6477
5	166,3	5,627	0,2601	48,75	0,6477
6	166,3	1,002	0,2601	48,75	0,6477
7	2669	5,627	8,664	90	0
8	146,6	5,627	0,505	35	0
9	146,6	1,002	0,1063	7	0
10	2514	1,002	8,974	7	0
11	377	101,3	1,193	90	0
12	358,4	101,3	1,141	85,57	0
13	50,46	101,3	0,1804	12	0
14	27,35	101,3	0,09859	6,484	0
15	146,7	101,3	0,5049	35	0
16	157,3	101,3	0,5393	37,54	0
17	157,3	101,3	0,5393	37,54	0
18	167,2	101,3	0,5709	39,9	0

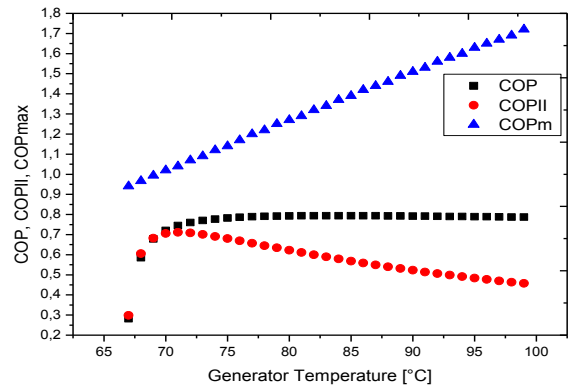


Fig.3. COP, COPII, COPmax variation with the generator temperature.

Fig 3 shows the variation of the coefficient of performance when the generator temperature increase from 67 to 100 °C, it's obvious that under 67 °C the refrigerant separation doesn't occur, while the maximum temperature at which the cycle could be operated without crystallization occurs is in the range of 90 to 100°C. Than the second law coefficient of performance who reaches the maximum of 0.7 in generator temperature of 70 °C and decrease with increasing this latter. The existence of an optimum generator temperature is consistent with results published in previous work [15]. The variation of the first and second law efficiency with the absorber and condenser temperatures is shown in fig 4. It is

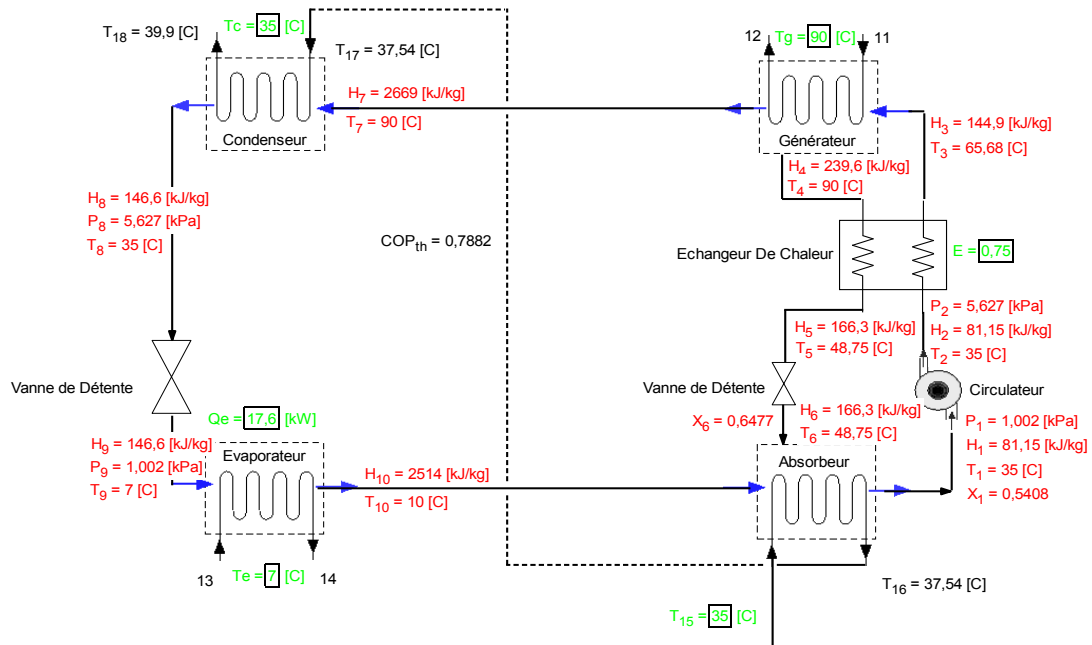


Fig.2. EES interface for LiBr-water absorption cycle performances

observed that the first law efficiency significantly deteriorate as  $T_c$  and  $T_a$  increase. The second law efficiency is also plotted in the same figure, and is observed to gradually increase, reaches the maximum, and then decreases as  $T_c$  and  $T_a$  are further increased; both phenomena are explained by the necessity of cooling either for absorption process or the phase change in the condenser.

While the second law performances of the condenser and the evaporator doesn't seem to be affected by the heat source temperature. The exergy destruction rate at the generator and absorber initially decreases sharply, hits there minimum, and remain constant while  $T_g$  increases. This behavior can be explain by equation (12) where the exergy destruction is related to the mass flow rate who varies with the slight variation of the generator temperature.

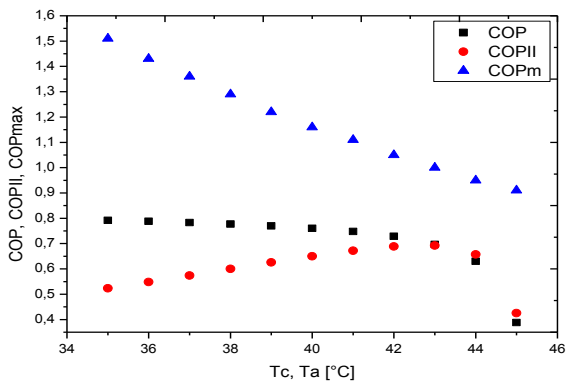


Fig.4. COP, COPII, COPmax variation with the Absorber, condenser temperatures.

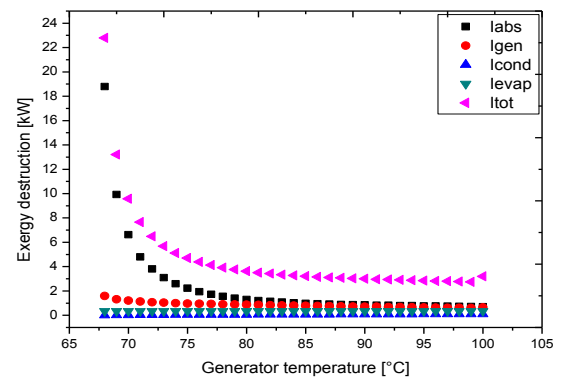


Fig.5. Exergy destruction variation with the generator temperature.

The contribution of each component to the total exergy destruction rate of the absorption cooling machine and the variation of each of these contributions with increasing heat source temperature are presented in Fig. 5. The absorber and the generator appear to be the two major contributions to the cycle exergy destruction, which agrees with conclusions in Ref [2].

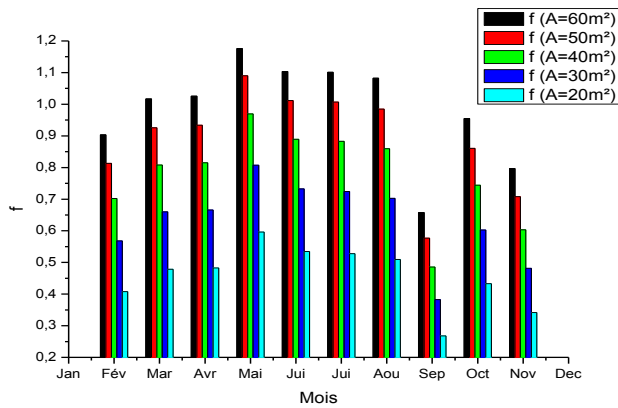


Fig.6. Annual solar fraction “f” function of collectors’ area for the state of Ghardaïa, Algeria.

Using f-Chart method [17] and the solar area calculation [15], the annual solar fraction is presented in Fig 6 and Fig 7.

For the two Algerian states, we can see that increasing the solar collectors’ area will increase the energy produced thus the satisfaction fraction “f”, which agrees with the conclusions from Ref [15]. As a result, the summer period represent the most important and economical period for absorption air conditioning investment.

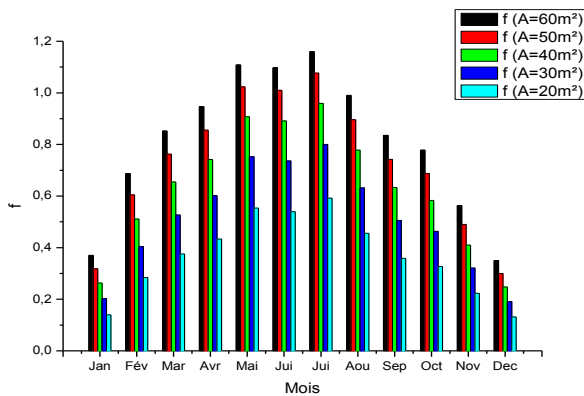


Fig.7. Annual solar fraction “f” function of collectors’ area for the state of Tipasa, Algeria

## V. CONCLUSION:

The aim of this work was to evaluate the sensitivity of a simple effect Libr-water absorption machine under different temperature conditions (Different climates). Matlab and EES simulation tools were employed for the purpose. A second law analysis of each component of the cycle has for purpose to identify the amount of irreversibility that can only be reduced by improving the overall machine design and operation conditions.

The system has showed that the generator and the absorber represent the most of the exergy destruction of the system, followed by the evaporator and the condenser in that order, which agrees with results of Ref [2].

The solar satisfaction fraction “f” for two Algerian states was estimated based on f-Chart method; it showed the relation between the solar collectors’ area and the energy needed by the absorption system. The choice of the collectors’ area depends on how much solar satisfaction we need.

## REFERENCES

- [1] International Energy Agency (IEA) “Algeria: Indicators for 2012”, General Report 2012.
- [2] Sunyoung Gong, Kiari Goni Boulama “Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis” Energy 76, pp. 453-467, 2014.
- [3] Sahar Fayad, Rafic Younes, Said Abboudi “Numerical Simulation of Solar Absorption Machine” Energy procedia 6, pp. 130-135, 2011.
- [4] Tesha “Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant” MSc thesis, University of Iceland 2009.
- [5] M. Balghouthi, M.H. Chahbani, A. Guizani “Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia” Building and environment 43, pp. 1459-1470, 2008.
- [6] T. Avanesian, M. Ameri “Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr–H<sub>2</sub>O absorption chillers” Energy and Buildings 73, pp. 26-36, 2014.
- [7] Yazaki, Absorption cooling machine WFC-SC20, YAZAKI Europe Limited 2007.
- [8] S. A. M. Said, M. El-Shaarawi, M. Siddiqui “Analysis of a solar powered absorption system” Energy Conversion and Management 97, pp. 243-252, 2015
- [9] Quiston M., Heating ventilating and air conditioning, Analyse and design, Sixth edition, Wiley, USA 2005.
- [10] ASHRAE fundamentals, Thermodynamic properties of refrigerant, Chapter 30, Inch-Pound Edition, 2009.
- [11] J. Patek, J. Klomfar “A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range” IJRefri 29, pp.566-578, 2006.
- [12] M. Feidt, A. Kheiri, V. L. Le « Analyse exérgétique d’un cycle organique de Rankine (COR) sous-critique pour récupérer les chaleurs perdues à basse température » COFRET’12, Sozopole, Bulgarie 2012.
- [13] J. Lopez-Villada, D. Ayou, J. Bruno, A. Coronas « Modelling, simulation and analysis of solar absorption power-cooling systems »IJRefri 39, pp.125-136, 2014.
- [14] Martinez P. J., Martinez J. C., Lucas M., Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain), Solar Energy, Vol. 86, PP. 2950-2960, 2012.
- [15] O. Ketfi, M. Merzouk, N. Kasbadji Merzouk, S. El Metenani “Performance of a single effect solar Absorption cooling system (Libr-H<sub>2</sub>O)” Energy procedia 74, PP. 130-138, 2015.
- [16] Lansing F. L., Computer modeling of a single-stage Lithium Bromide/Water absorption refrigeration unit, JPLDeep Space Network Progress Report, 42-32, pp. 247-257, 1978.
- [17] Duffie J. A., Beckman W. A., “Solar engineering of thermal processes”, Fourth Edition Sons and Wiley, New York, 2013.





International Conference on Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability, TMREES15

## Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H<sub>2</sub>O)

Omar Ketfi<sup>a,b\*</sup>, Mustapha Merzouk<sup>a</sup>, Nachida Kasbadji Merzouk<sup>b</sup>, Said El Metenan<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Laboratory for Fundamental and Applied Physics, University of Blida 1, W. Blida, Algeria

<sup>b</sup> Unité de Développement des Equipements Solaires/UES, Centre de Développement des Energies Renouvelables/CDER, 42415, W. Tipaza, Algérie

### Abstract

Fossil fuels are on the verge of depletion, and the world energy consumption is in constant progression, resulting in very serious concerns about environmental issues. Mechanical refrigeration based on vapor compression principle uses high grade electrical energy, and refrigerant fluid with a global warming and ozone depletion potentials. Absorption machines using solar thermal energy are excellent alternatives to mechanical refrigeration. Absorption cooling systems are mature technologies that proved their abilities to provide clean cooling with the use of low grade solar and waste heat. In this paper we presented a modeling and simulation study of a 70 kW Yazaki absorption cooling machine working with water-lithium bromide mixture. The influence of different parameters (Heat exchanger efficiency, Generator, absorber and condenser temperatures) on the system performance is showed.

© 2015 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

Peer-review under responsibility of the Euro-Mediterranean Institute for Sustainable Development (EUMISD)

*Keywords:* Vapor Mechanical refrigeration; waste heat; clean cooling; absorption; water-lithium bromide mixture; Heat exchanger efficiency; system performance.

### 1. Introduction

Nowadays, the needs for thermal comfort in housing and office buildings generate a strong increase in energy demand especially during summertime. Air conditioning systems are basically mechanical vapor compression types, which use high grade electrical energy generated in power stations using fossil fuels.

\* Corresponding author. Tel.: +21324410200.

E-mail address: [omar\\_k09@hotmail.fr](mailto:omar_k09@hotmail.fr)

## Nomenclature

$E_f$	Heat exchanger effeteness'	
$F_R$	Flow ratio	
$COP$	Coefficient of performance	
$M, m$	Mass flow rate	kg/s
$P$	Pressure	kpa
$Q$	Heat capacity	kW
$X$	Solution of concentration	%
$W_p$	Pump work	kW
$H$	Enthalpy	kJ/kg

## Indices

a	absorber
c	Condenser, Cooling
e	Evaporator
g	Generator
p	Pump
r	Refrigerant
ss, ws	Strong and weak solutions

This situation presents a very serious handicap in isolated areas with non-interconnected electrical grid. For this reason, renewable energies are excellent alternatives.

The Absorption cooling systems are one of the ways to produce air conditioning only by using solar thermal source as driving energy. In the water-Lithium bromide absorption systems, the solution is first heated in the desorbed (generator), and the obtained superheated water vapor (refrigerant) flows to the condenser where heat is transferred to the environment.

The liquid is moved through the expansion valve and enters to the evaporator; the liquid refrigerant evaporates by absorbing the heat from the refrigerated space. The weak liquid in the absorber absorbs the vapor leaving the evaporator and heat is transferred from the mixture. The enriched refrigerant- solution is pumped to the pressure level in the generator, where the weak solution returns to the absorber by transferring heat to the strong solution by way of the intercooler (heat exchanger).

Many works were done to evaluate the performances of a solar cooling system working in water- lithium bromide pair, [1, 2]. In 2012 [2] Rosiek and al, evaluated the performance of a solar-assisted 70 kW single effect LiBr-Water chiller located in Spain and achieved a maximum COP of 0.6 and Ali and al, [2] assessed the performance of a 35 kW solar absorption cooling plant and reported maximum collectors' field efficiency of 49.2% and a COP of 0.81. Hammad and Zurigat, [3] described the performance of a 1.5 Ton solar cooling unit. The unit comprises a 14 m<sup>2</sup> flat-plate solar collector system and five shell and tube heat exchangers. The unit was tested in April and May in Jordan. The maximum value obtained for actual coefficient of performance was 0.85.

In 2013, G. Cascales and al. [4], studied the global modeling of an absorption system working with LiBr/H<sub>2</sub>O assisted by solar energy. It satisfies the air-conditioning necessities of a classroom in an educational center in Puerto Lumbreras, Murcia, Spain. The absorption system uses a set of solar collectors to satisfy the thermal necessities of the vapor generator. A dynamic simulation model, for a solar powered absorption cooling system was developed, and validated using measured data. Yeung and al., [5] designed and installed a solar driven absorption chiller at the University of Hong Kong, this system included 4.7 kW absorption chiller, flat plate solar collectors with a total area of 38.2 m<sup>2</sup>, water storage tank and the rest of the equipment. They reported that the collector efficiency was estimated at 37.5%, the annual system efficiency at 7.8% and an average solar fraction of 55%, respectively.

The objective of this work is to evaluate the performances of a Yazaki medium capacity solar cooling system using LiBr-water absorption chiller.

For the simulation of this plant, Matlab simulation software was used and the influence of system parameters on the coefficient of performance was studied.

**2. Mathematical model**

*2.1. Absorption Chiller*

To simplify the problem, we neglect the pump work, the pressure drop in components and lines, and assign saturation conditions to states numbers 1, 3, 6 and 8 (figure 1).

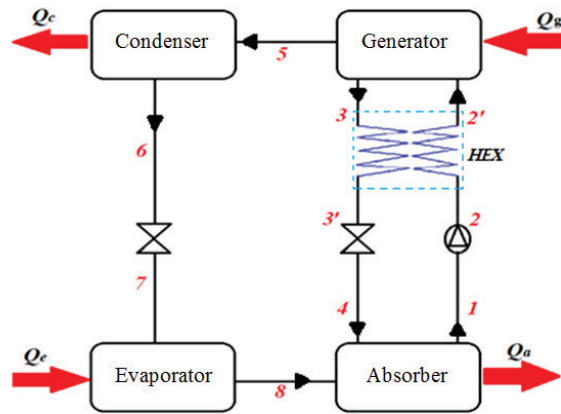


Figure 1. Simple effect Absorption cooling cycle

The properties are determined as follows. The mass flow of the refrigerant is equal to:

$$m_r = \frac{Q_c}{(H_8 - H_7)} \tag{1}$$

The ratio of the mass flow rate of the solution through the pump to the mass flow rate of the working fluid is defined as:

$$F_R = \frac{X_{ss}}{X_{ss} - X_{ws}} \tag{2}$$

It determines the needed energy to the pump.  $X_{ss}$ ,  $X_{ws}$  are the strong and weak concentrations solutions respectively which can be determined from Merkel diagram [6].

The flow rate of the strong and weak solutions can be determined by:

$$m_{ws} = m_r F_R \tag{3} \quad \text{and} \quad m_{ss} = m_r (F_R - 1) \tag{4}$$

By using the first law of thermodynamic to each component of the absorption cycle including the condenser, evaporator, generator, absorber and the heat exchanger HEX, we can write:

For the Condenser:

$$Q_c = m_r (H_5 - H_6) \tag{5}$$

The vapor leaving the generator and entering the condenser is a superheated vapor. The enthalpy is expressed by [6]:

$$h_5 = 1.925T_g - 0.125T_c + 2365 \tag{6}$$

For the evaporator, equation (1) applies. In fact, the vapor leaving the evaporator is supposed saturated; so that, [6,8]:

$$H_8 = -0.00125397 * T_e^2 + 1.88060937 * T_e + 2500.559 \tag{7}$$

The energy balance in the Generator gives:

$$Q_g = m_c H_3 + m_r H_5 - m_d H_2 \quad (8)$$

For the Absorber we have:

$$Q_a = m_c H_4 + m_r H_8 - m_d H_1 \quad (9)$$

The enthalpies of the strong solution leaving the generator and the absorber are determined from Merkel Diagram, [6]. The energy balance in the Heat Exchanger gives:

$$Q_{ex} = m_{ss} (H_3 - H_3') = m_{ws} (H_2' - H_2) \quad (10)$$

Then the heat exchanger effectiveness is equal to:

$$E_f = \frac{T_3 - T_3'}{T_3 - T_2} \quad (11)$$

The Coefficient of performance (*COP*) of the whole system can be calculated by, [6,7]:

$$COP = \frac{Q_c}{Q_g + W_p} \quad (12)$$

If we neglect the pump work, we deduce:

$$COP = \frac{(H_8 - H_7)}{H_5 + (F_R - 1)H_3 - F_R H_2} \quad (13)$$

## 2.2 Solar collectors

In general, the required temperature for the absorption systems working with the solution pair Water-Lithium bromide is 70°C to 95 °C. For this reason, two types of solar collectors were considered: a high performance flat-plate solar collector and an evacuated solar tube collector. The formula used for flat-plate and evacuated-tube solar collectors' efficiency is [9,10]:

$$\eta_c = a_0 - a_1 \frac{(T_{moy} - T_{amb})}{I} - a_2 \left[ \frac{(T_{moy} - T_{amb})}{I} \right]^2 \quad (14)$$

The useful energy collected by the solar collectors array is calculated by the following equation, [11]:

$$Q_{use} = IA\eta_c \quad (15)$$

Where  $Q_{use}$ , the useful energy gained by the solar collector array,  $I$  the solar radiation intensity in W,  $A$  the area of the collector in m<sup>2</sup>, and  $\eta_c$  is the thermal efficiency of the solar collector array.

## 3. Results and discussion

The determination of the thermodynamic proprieties of each state in the cycle, the amount of heat transfer in each component, and the flow rates at different lines depends on the input parameters.

Taking example of Yazaki, [12] absorption machine WCF-SC20, the performances were simulated using the modelling tool Matlab 7.8 and the following input manufacturer data:

- Generator temperature,  $T_g = 90$  °C

- Absorber temperature,  $T_{amb} = 40$  °C

- Condenser temperature,  $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$
- Heat exchanger efficiency,  $\eta_f = 0.7$
- Evaporator temperature,  $T_e = 7\text{ }^\circ\text{C}$
- Refrigeration load,  $Q_e = 70\text{ kW}$ .

Table 1 shows the coefficients provided by the flat-plate collectors and the evacuated-tube collectors' manufacturer as determined from standard collector tests [13,14].

Table 1. Technical information of Cube-france solar collectors.

	$A_c$	$a_0$	$a_1$	$a_2$
Flat-plate collectors	2.2 m <sup>2</sup>	0.776	3.66	0.0119
Evacuated-tube collectors	2.2 m <sup>2</sup>	0.776	3.66	0.0119

In figure 2 we can see the Matlab simulation interface. In all cases, the simulation results were compared with those published by L. Lansing, [16].

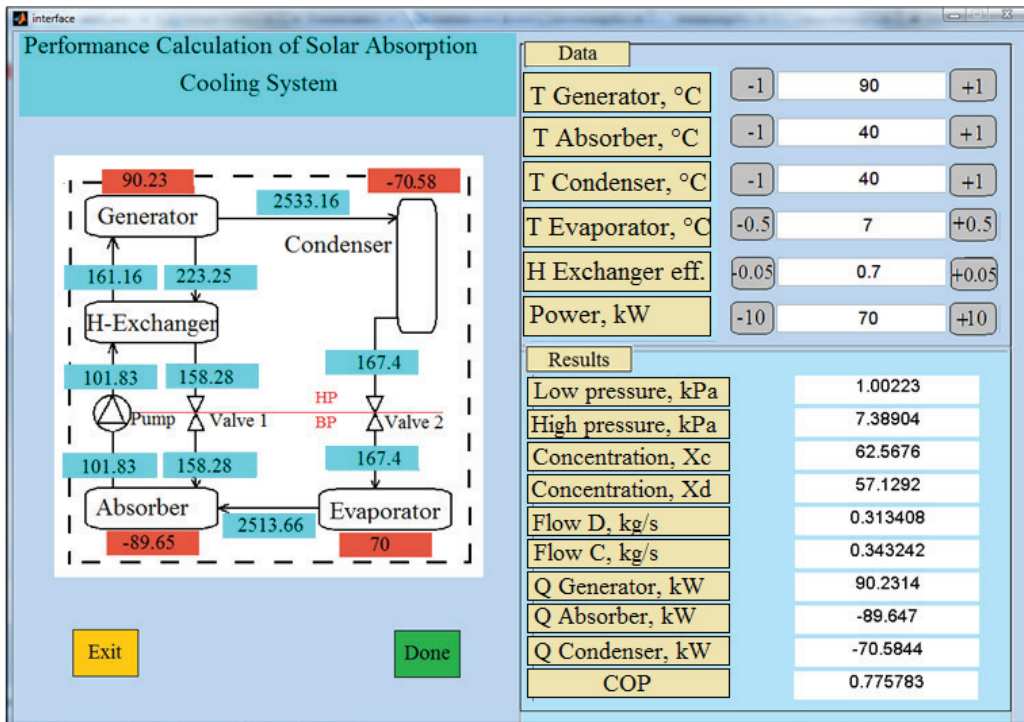


Figure 2. Interface of the Matlab simulation program.

### 3.1 COP function of $T_g$

The variation of the system's coefficient of performance and the flow ratio  $F_R$  with the generator temperature is shown in figure 3. As we can see, the COP of the system increase with the increase of the generator temperature, it means that the whole system performance goes better when  $T_g$  increase. However, due to the crystallization problem, the water- lithium bromide pair systems can't reach above  $100\text{ }^\circ\text{C}$  [7]. The manufacturer gives an ideal coefficient of performance of the machine between 0.7 and 0.78, which is confirmed by the simulation for the previous initial conditions when the COP is found 0.75.

Compared with the simulation model done by L. Lansing, [16], the simulation results showed a good concordance.

$F_R$  is an important design and optimizing parameter since it's directly related to the size and cost of the generator, absorber, heat exchangers and pump [10]. We can see that when the generator temperature increases, concentration of the strong solution increases, hence  $F_R$  decreases as can be seen in figure 3.

### 3.2 COP in function of $T_c$ and $T_a$

Figure 4 shows that the COP of the system is decreasing with increasing the condenser and the absorber temperatures. Because the absorption of water by the Bromide Lithium is a chemical reaction that needs to be cooled for better efficiency, therefore decreasing the absorber temperature will improve the absorption reaction and the global system performances. For the condenser, the water vapor needs to be cooled for better condensation. The cooling can be done by using cooling towers or natural air cooling. For the water-lithium bromide pair, the use of the water for cooling purposes is more efficient than natural air cooling because of the major problem of crystallization. As shown in figure 4, the COP can reach his maximum value of 0.82 by decreasing the absorber and the condenser temperature down to 30°C.

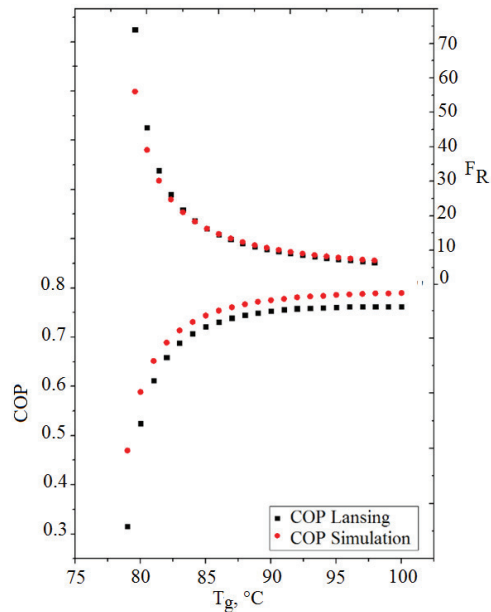


Figure 3. Variation of the  $COP$  and  $F_R$  with the generator temperature

### 3.3 COP in function of $T_e$

In Figure 5, the variation of COP with the evaporator temperature is shown. When the evaporator temperature rises, the amount of heat to extract is reduced. The result is an increase in the coefficient of performance of the system. This is one of the main reason why the Lithium bromide –water pair systems are well destined for air-conditioning activities that requires moderate temperatures.

### 3.4. COP function of $E_f$

Figure 6, shows that the system performance increases with the increase of the heat exchanger effectiveness. The heat exchanger helps to increase the strong solution temperature before entering to the generator, which will reduce the amount of energy required. With increasing the effectiveness of the heat exchanger, the energy needed in the generator decreases and this improve the COP of the system.

Figures 7 and 8 show the variation of the system coefficient of performance  $COP$  with the generator temperature for different value of heat exchanger efficiency ( $E_f$ ). It is clearly shown that for higher heat exchanger effectiveness we obtain a higher COP. As we know, heat exchanger effectiveness depends on the type of heat exchanger. In absorption systems, double-pipe or shell-and-tube heat exchangers can be used. For these types of heat exchangers, the effectiveness can reach 0.8 to 0.85 max, [16].

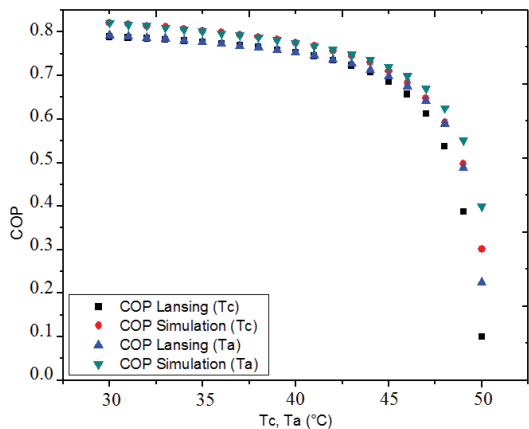


Figure 4 : Variation of the COP with the absorber and condenser temperatures

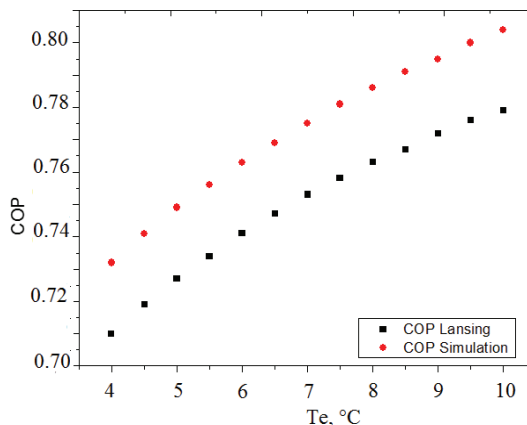


Figure 5 : Variation of the COP with the evaporator temperature

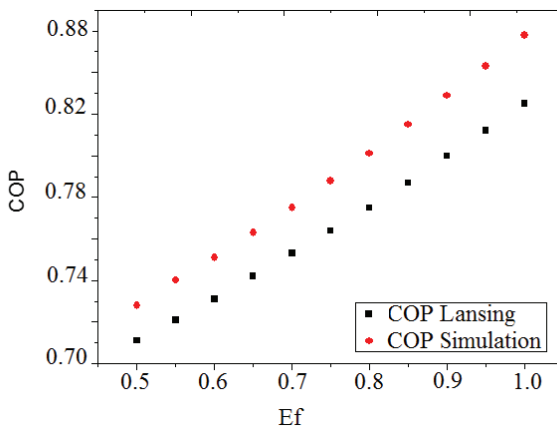


Figure 6 : Variation of the COP with the heat exchanger efficiency.

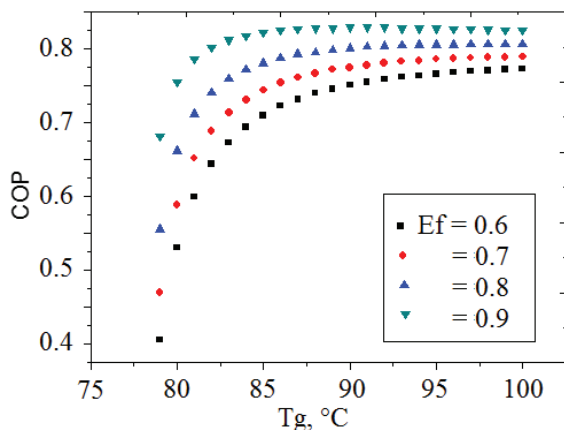


Figure 7: Variation of the COP with the generator temperature for different value of heat exchanger efficiency

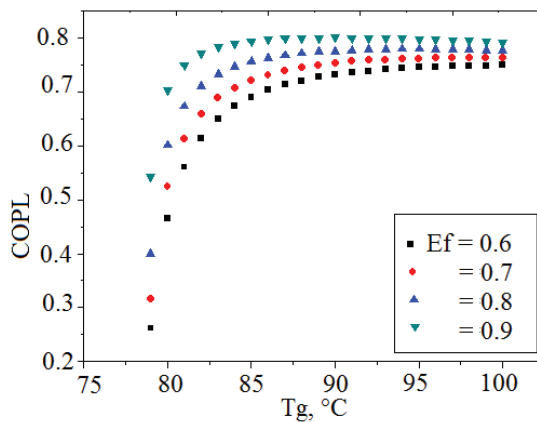


Figure 8 : Variation of the COP with the generator temperature for different value of heat exchanger efficiency for Lansing model.

#### 4. Conclusion

In this study, a thermodynamic analysis of single stage absorption refrigeration system using water-lithium bromide pair was performed, and the theoretical results of the cycle were presented and compared with another mathematical model. Moreover, a simulation program using Matlab was developed in scope of this study. The simulation results showed that the COP of the cycle increases with increasing the generator and the evaporator temperatures, while, it decreases with the increase the condenser and the absorber temperatures. The COP of the system reached its maximum value of 0.77 with a generator temperature of  $T_g = 92$  °C that is close to the value given by the Yazaki manufacturer. Also the simulation study showed that for the manufacturer values, the absorption machine needs 90 kW for the generator supply witch is handled by 225.5 m<sup>2</sup> (2.5 m<sup>2</sup>/kW<sub>cool</sub>) of Cube France flat plat solar collectors, and 175.1 m<sup>2</sup> (1.9 m<sup>2</sup>/kW<sub>cool</sub>) of evacuated tubes solar collectors (Table1). That is close to the average value used for absorption systems 2.5 m<sup>2</sup>/kW<sub>cool</sub> based on available information from current installations, [17]. The simulation results are compared and showed a very good concordance with those achieved by the mathematical model of L. Lansing, [16].

#### References

- [1] Sury R. K., Al Madani K., Ayyash S., Choice of thermal energy system for solar absorption cooling, Solar Energy, Vol. 32, N°2, pp. 181-187, 1984.
- [2] Darkwa J., Fraser S., Cow D.H.C., Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system, Energy, vol.39, Issue1, pp. 395-402, 2012.
- [3] Florides G. A., Kalogiro S.A., Tassou S.AWrobel., L.C., Modeling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, Solar Energy, Vol. 72, N°1, pp. 43-51 2002.
- [4] Gomri R., Simulation study of the performance of solar/natural gas absorption cooling chillers”, Energy Conversion and Management, Vol. 65, pp-675-681, 2013.
- [5] Yeung M.R., Yueu P.K., Dunn A., Cornish L.S., Performance of a solar powered air conditioning system in Hong Kong, Solar energy, Vol. 48, N°5, pp. 309-319, 1992.
- [6] ASHRAE fundamentals, Thermodynamic properties of refrigerant, Chapter 30, Inch-Pound Edition, 2009.
- [7] Quiston M., Heating ventilating and air conditioning, Analyse and design, Sixth edition, Wiley, USA 2005.
- [8] Hosseini L., Design and Analysis of a Solar Assisted Absorption Cooling System Integrated with Latent Heat Storage, Master thesis, Delft University of Technology, Holland, 2011.
- [9] Duffie J. A., Beckman W. A., Solar engineering of thermal processes, Fourth Edition Sons and Wiley, New York, 2013.
- [10]Karamangil M. I., Coskun S., Kaynakli O., Yamankaradeniz N., A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives, Renewable and sustainable Energy Review, Vol. 14, pp. 1969-1978, 210 Elsevier 2010.
- [11] Kasbadji Merzouk N., Contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales de trois capteurs solaires plans, Magister thesis, HCR, Algiers 1986.
- [12] Yazaki, Absorption cooling machine WFC-SC20, YAZAKI Europe Limited 2007.
- [13] CubeFrance, Heat pipe evacuated tube solar collectors, Technical sheet, www.CubeFrance.fr
- [14] CubeFrance, High performance flat plate solar collectors, technical sheet; www.CubeFrance.fr
- [15] Kays W. M., London A. L., Compact Heat Exchangers, Ed. Krieger Pub. Co. 1984.
- [16] Lansing F. L., Computer modeling of a single-stage Lithium Bromide/Water absorption refrigeration unit, JPLDeep Space Network Progress Report, 42-32, pp. 247-257, 1978.
- [17] Martinez P. J., Martinez J. C., Lucas M., Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain), Solar Energy, Vol. 86, PP. 2950-2960, 2012.

#### Appendix

- Oldham diagram [6]
- 

$$T = \sum_0^3 B_n X^n + T' \sum_0^3 A_n X^n \quad \text{and} \quad T'' = \left( T - \sum_0^3 B_n X^n \right) / \sum_0^3 A_n X^n$$

$$\log(P) = C + \frac{D}{T''} + \frac{E}{T''^2} \quad \text{With } T'' \text{ en K} \quad \text{and} \quad T'' = \frac{-2C_3}{C_2 + [C_2^2 - 4C_3(C_3 - \log(P))]}^{0.5}$$



$A_0$	-2.00755	$B_0$	124.937	$C_1$	7.05
$A_1$	0.16976	$B_1$	-7.71649	$C_2$	-1596.49
$A_2$	-0.003133362	$B_2$	0.152286	$C_3$	-104095.5
$A_3$	1.97668 E-5	$B_3$	-7.95090 E-4		

Only use when  $-15 < T' < 110$  °C ,  $5 < T < 175$  °C and  $45 < X < 70\%$  of LiBr

- *Merkel diagram*, [6]

$$H = \sum_0^4 A_n X^n + T \sum_0^4 B_n X^n + T^2 \sum_0^4 C_n X^n$$

$A_0$	-2024.33	$B_0$	18.2829	$C_0$	-0.037008214
$A_1$	163.309	$B_1$	-1.1691757	$C_1$	0.0028877666
$A_2$	-4.88161	$B_2$	0.03248041	$C_2$	-8.1313015 E-5
$A_3$	0.06302948	$B_3$	-4.034184E-4	$C_3$	9.9116628E-7
$A_4$	-2.913705E-4	$B_4$	1.8520569E-6	$C_4$	-4.4441207E-9

Only use when  $15 < T < 165$  °C and  $45 < X < 70\%$  of LiBr

## ANNEXE D

### TEMPERATURES MOYENNES MENSUELLES DE 58 STATIONS METEOROLOGIQUES ALGERIENNES

**Table.D.1. :** Température sèche (mensuelle, maximale et de base [°C])

Station	Jan	Fev	Mar	Avr	Mai	Jui	Juil	Aou	Sep	Oct	Nov	Dec	TS <sub>max</sub>	TS <sub>b,e</sub>
Achouat Jijel	11.6	11.6	13.6	15.1	18.8	22.6	25.0	26.3	23.4	20.0	15.7	12.8	26.3	32
Adrar	12.7	15.7	20.4	24.9	30.2	35.2	38.1	37.0	33.2	26.3	18.8	14.1	38.0	41.9
Ain Sefra	7.0	9.0	12.8	15.9	21.2	26.6	30.4	29.1	24.0	18.0	11.9	8.3	30.4	34.9
Annaba	11.3	11.5	13.5	15.2	19.0	22.6	25.0	26.3	23.5	20.2	15.8	12.6	26.3	32
Barika	7.8	9.6	13.5	16.6	23.0	28.0	31.1	30.7	25.1	19.5	13.0	8.7	31.1	35.7
Batna	5.6	6.6	9.9	12.8	18.8	23.6	26.5	26.2	21.4	16.6	10.7	7.0	26.5	32.3
Bechar	9.6	12.2	16.4	20.3	25.4	30.8	34.5	33.3	28.3	21.8	15.1	10.8	34.5	37.9
Bejaia Aeroport	11.4	11.5	13.6	15.2	18.7	22.3	24.7	25.9	23.3	19.8	15.6	12.5	25.9	32.3
Beni Abbes	11.6	14.3	18.7	23.0	28.0	33.4	36.9	35.7	31.1	24.2	17.3	12.8	36.9	40.6
Beni Saf	13.0	13.5	15.0	16.6	19.1	22.1	24.7	25.6	23.1	19.9	16.5	14.4	25.6	32
Biskra	11.6	13.5	17.2	20.6	26.7	31.4	34.3	34.0	28.9	23.2	16.9	12.5	34.3	37.7
Bordj B. Mokhtar	16.5	19.4	23.7	28.7	33.4	36.2	36.2	35.2	34.2	29.4	22.9	18.3	36.2	40
Bordj B. Arreridj	6.1	7.2	10.4	12.8	18.7	23.8	27.2	27.0	21.4	16.6	10.8	7.3	27.2	33.2
Bou Saada	8.8	10.8	14.3	17.4	23.3	28.6	31.9	31.0	25.6	20.2	14.0	9.9	31.9	36.7
Chlef	10.6	11.6	14.5	16.4	21.2	26.2	29.3	29.7	24.9	20.4	14.8	11.7	29.7	36.2
Constantine	6.8	7.5	10.3	12.6	18.2	22.9	25.9	26.2	21.5	17.1	11.6	8.1	26.2	32.1
Dar el Beida	11.0	11.1	13.3	15.0	18.9	22.6	25.2	26.3	23.3	19.6	15.1	12.2	26.3	32.1
DellysAfir	12.9	12.7	14.4	15.5	18.5	21.7	24.1	25.5	23.3	20.4	16.6	13.9	25.5	32
Djanet	11.6	13.6	19.2	24.8	29.1	31.5	31.6	31.3	29.9	24.4	17.9	13.3	31.6	36.3
Djelfa	4.6	6.0	9.3	11.9	17.7	23.1	26.7	25.9	20.4	15.2	9.3	5.9	27.7	34
El Bayadh	4.6	6.3	9.9	12.5	18.3	23.9	27.8	26.8	21.4	15.9	9.6	5.9	27.8	34
El Golea	10.0	12.4	17.2	21.4	27.2	32.3	35.1	34.3	30.0	22.9	15.8	11.1	35.1	38.6
El Kala	12.6	12.7	14.3	15.8	19.5	22.9	25.6	26.7	24.2	20.8	16.5	13.7	26.7	32.5
El Kheiter	5.7	7.6	11.3	13.6	18.8	24.4	28.0	27.3	21.8	16.6	10.5	6.9	28	34.2
El Oued	10.7	12.8	16.9	20.8	26.7	31.3	33.9	33.9	29.1	23.3	16.4	11.8	33.9	39
Ghardaia	10.9	12.9	16.6	20.4	26.2	31.2	34.3	33.8	28.7	22.7	16.2	12.0	34.3	37.7
Guelma	9.7	10.0	12.3	14.4	19.5	24.0	26.8	27.8	23.7	19.6	14.5	11.1	27.8	34
Hassi Messaoud	10.9	13.3	17.9	22.3	28.4	33.1	35.8	35.3	30.8	24.3	16.9	12.0	35.8	39.4
Ilizi	12.5	14.9	20.1	25.0	30.4	33.9	34.5	33.9	32.4	26.1	19.4	14.2	34.5	37.9
In Amenas	10.3	12.8	17.9	22.8	28.3	32.2	32.9	32.4	30.8	24.2	17.1	11.8	32.9	37.8
In Salah	14.0	16.7	21.5	25.6	31.2	36.1	38.4	37.5	34.3	27.5	20.0	15.1	38.4	41.9
Khenchela	6.5	7.3	10.4	13.1	19.2	23.7	26.9	26.3	21.3	16.9	11.1	7.6	26.9	32.8
Ksar Chellala	7.1	8.6	12.1	14.3	20.0	25.3	28.8	28.3	22.6	17.9	11.9	8.1	28.8	35.1
Maghnia	9.4	10.4	13.0	14.7	18.4	22.8	25.9	26.3	22.0	18.2	13.4	10.6	26.3	32.1
Mascara Matemore	8.6	9.5	12.4	14.1	18.5	23.4	26.5	26.7	22.0	17.9	12.6	9.8	26.7	32.6
Mecheria	6.7	8.5	11.7	14.1	19.3	24.9	28.8	27.9	22.6	17.2	11.3	8.0	28.8	35.1
Medea	6.3	7.2	9.9	11.4	16.6	21.8	25.4	25.7	20.1	15.8	10.4	7.5	25.7	32.1
Miliana	9.0	9.9	12.6	14.0	18.9	23.8	27.2	27.6	22.5	18.2	13.0	10.1	27.6	33.7
Mostaganem	10.9	11.4	13.7	15.4	18.8	22.3	24.9	25.8	22.4	19.1	14.7	12.2	25.8	32.1
M'sila	8.3	10.1	13.9	16.8	22.9	28.3	31.5	31.0	25.3	19.9	13.4	9.3	31.5	35.1
Naama	5.7	7.5	11.2	14.0	19.3	24.8	28.5	27.6	22.4	16.8	10.5	7.0	28.5	35.1
Oran Senia	10.7	11.7	14.0	15.9	19.0	22.5	24.9	25.9	22.8	19.2	14.9	12.0	25.9	35.1
Ouargla	10.9	13.2	17.7	22.0	28.1	32.9	35.7	35.2	30.4	23.9	16.7	12.1	35.7	39.4
Oum El Bouaghi	5.9	6.9	9.9	12.6	18.4	22.9	26.0	25.9	21.2	16.7	10.8	7.1	26	32.1
Saida	8.2	9.2	12.0	13.5	18.3	23.5	26.9	27.0	21.8	17.7	12.3	9.4	27	32.9
Setif	5.4	6.3	9.3	11.7	17.6	22.7	26.1	26.0	20.5	15.8	10.0	6.5	26.1	31.8

Sidi Bel Abbas	8.9	9.7	12.4	14.1	18.3	22.9	26.1	26.4	21.8	17.8	13.0	10.2	26.4	32
Skikda	12.6	12.5	14.5	16.0	19.3	22.7	25.1	26.6	24.1	21.0	16.8	14.0	26.6	32.4
Souk Ahras	7.2	7.8	10.3	12.4	17.9	22.5	25.5	26.1	21.6	17.4	12.1	8.6	26.1	31.9
Tamenraset Aereport	12.9	14.7	18.7	23.3	27.5	29.7	30.1	29.2	28.0	23.5	18.1	14.4	30.1	34.6
Tebessa	6.7	7.6	10.7	13.7	19.6	23.9	27.0	26.6	22.0	17.6	11.8	8.2	27	32.9
Tenes	13.7	13.8	15.4	16.8	19.3	22.5	24.8	26.1	23.7	20.7	16.9	14.9	26.1	32.1
Tiaret	5.7	6.7	9.8	11.5	16.8	22.5	26.1	25.9	20.6	15.8	10.1	7.1	26.1	32.1
Timimoun	11.7	14.4	19.1	23.6	29.1	34.3	37.4	36.3	32.2	25.0	17.6	12.9	37.4	41.1
Tindouf	13.2	15.8	19.5	22.5	25.4	30.0	34.5	34.1	29.4	23.9	18.2	14.4	34.5	37.9
Tizi ousou	10.0	10.8	13.6	15.3	19.8	24.5	27.6	28.4	24.0	19.7	14.6	11.2	28.4	34.6
Tlemcen Zenata	10.6	11.4	13.6	15.4	18.7	22.6	25.5	26.1	22.5	18.9	14.7	12.0	26.1	32.1
Touggourt	10.3	12.4	16.7	20.8	26.7	31.3	34.0	33.7	28.8	22.9	16.0	11.4	34	37.4

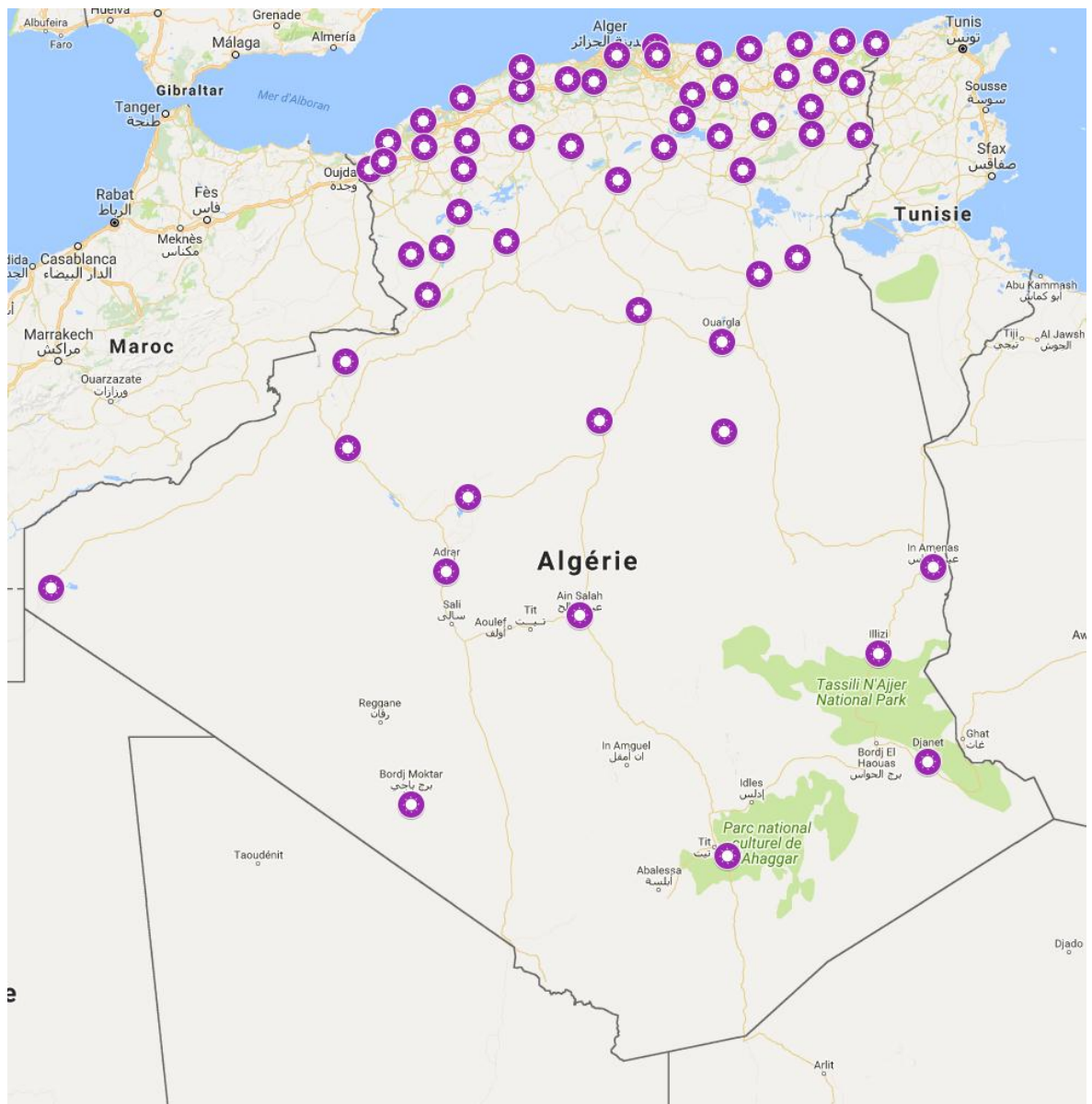


Figure.D.1 : Stations météorologiques en Algérie (CNERIB 2011).

## ANNEXE E

### CONSTANTES ET DIAGRAMMES THERMODYNAMIQUES

#### Constantes pour l'Equation (2.11)

$i$	$m_i$	$n_i$	$t_i$	$a_i$	
1	2	0	0	-1.42094	$10^1$
2	3	0	0	4.04943	$10^1$
3	3	1	0	1.11135	$10^2$
4	3	2	0	2.29980	$10^2$
5	3	3	0	1.34526	$10^3$
6	2	0	2	-1.41010	$10^{-2}$
7	1	3	3	1.24977	$10^{-2}$
8	1	2	4	-6.83209	$10^{-4}$

$$C_{pt} = 76.0226 \text{ J mol}^{-1}\text{K}^{-1} ; T_c = 647.096 \text{ K} ; T_z = 221 \text{ K}$$

#### Constantes pour l'Equation (2.12)

$i$	$m_i$	$n_i$	$t_i$	$a_i$	
1	1	0	0	2.27431	$10^0$
2	1	1	0	-7.99511	$10^0$
3	2	6	0	3.85239	$10^2$
4	3	6	0	-1.63940	$10^4$
5	6	2	0	-4.22562	$10^2$
6	1	0	1	1.13314	$10^{-1}$
7	3	0	1	-8.33474	$10^0$
8	5	4	1	-1.73833	$10^4$
9	4	0	2	6.49763	$10^0$
10	5	4	2	3.24552	$10^3$
11	5	5	2	-1.34643	$10^4$
12	6	5	2	3.99322	$10^4$

13	6	6	2	-2.58877	10 <sup>5</sup>
14	1	0	3	-1.93046	10 <sup>-3</sup>
15	2	3	3	2.80616	10 <sup>0</sup>
16	2	5	3	-4.04479	10 <sup>1</sup>
17	2	7	3	1.45342	10 <sup>2</sup>
18	5	0	3	-2.74873	10 <sup>0</sup>
19	6	3	3	-4.49743	10 <sup>2</sup>
20	7	1	3	-1.21794	10 <sup>1</sup>
21	1	0	4	-5.83739	10 <sup>-3</sup>
22	1	4	4	2.33910	10 <sup>-1</sup>
23	2	2	4	3.41888	10 <sup>-1</sup>
24	2	6	4	8.85259	10 <sup>0</sup>
25	2	7	4	-1.78731	10 <sup>1</sup>
26	3	0	4	7.35179	10 <sup>-2</sup>
27	1	0	5	-1.79430	10 <sup>-4</sup>
28	1	1	5	1.84261	10 <sup>-3</sup>
29	1	2	5	-6.24282	10 <sup>-3</sup>
30	1	3	5	6.84765	10 <sup>-3</sup>

$$h_c = 37548.5 \text{ J mol}^{-1} ; T_c = 647.096 \text{ K} ; T_z = 221 \text{ K}$$

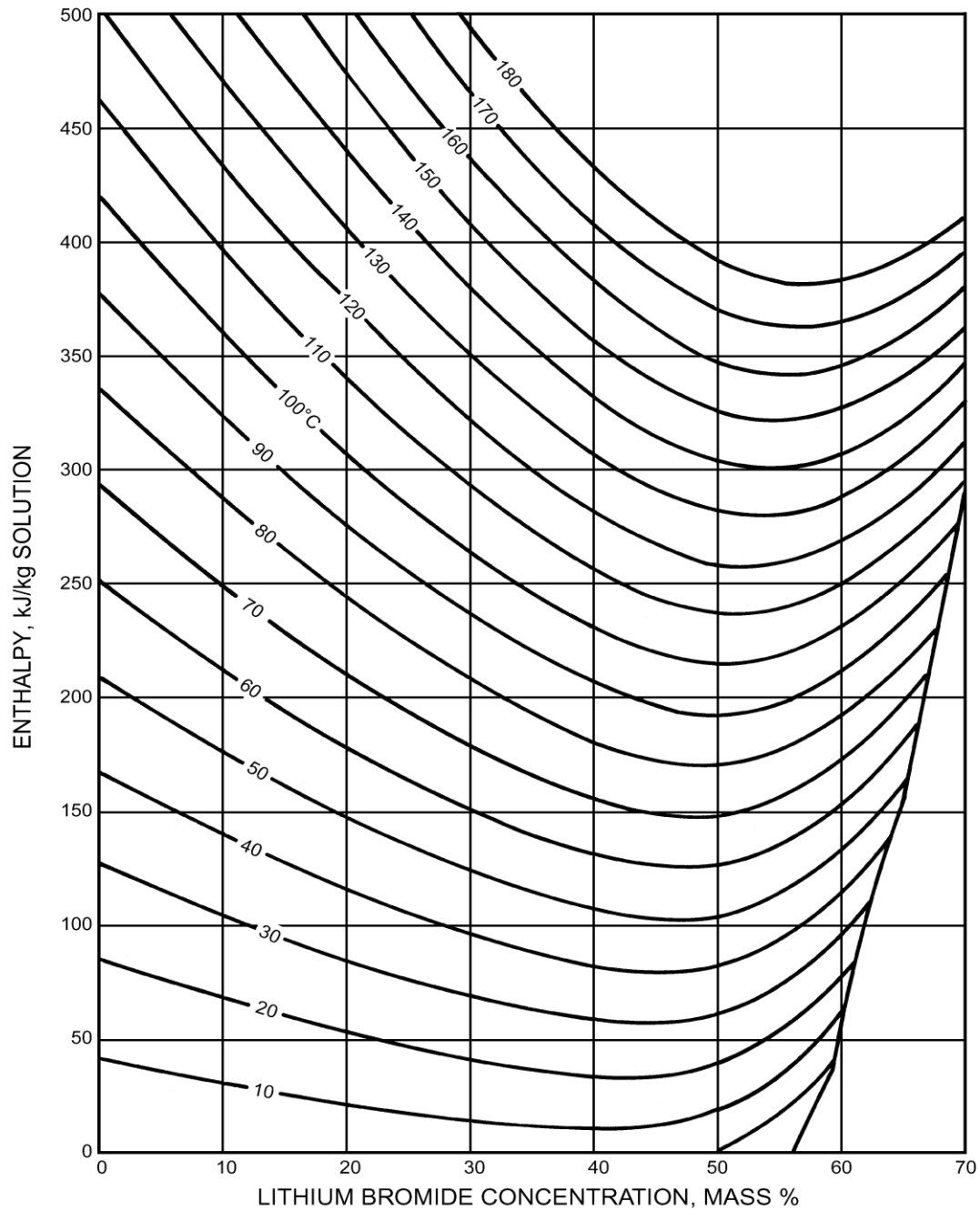
### Constantes pour l'Equation (2.13)

$i$	$m_i$	$n_i$	$t_i$	$a_i$
1	1	0	0	1.53091 10 <sup>0</sup>
2	1	1	0	-4.52564 10 <sup>0</sup>
3	2	6	0	6.98302 10 <sup>2</sup>
4	3	6	0	-2.16664 10 <sup>4</sup>
5	6	2	0	-1.47533 10 <sup>3</sup>
6	1	0	1	8.47012 10 <sup>-2</sup>
7	3	0	1	-6.59523 10 <sup>0</sup>
8	5	4	1	-2.95331 10 <sup>4</sup>

9	1	0	2	9.56314	$10^{-3}$
10	2	0	2	-1.88679	$10^{-1}$
11	2	4	2	9.31752	$10^0$
12	4	0	2	5.78104	$10^0$
13	5	4	2	1.38931	$10^4$
14	5	5	2	-1.71762	$10^4$
15	6	2	2	4.15108	$10^2$
16	6	5	2	-5.55647	$10^4$
17	1	0	3	-4.23409	$10^{-3}$
18	3	4	3	3.05242	$10^1$
19	5	0	3	-1.67620	$10^0$
20	7	1	3	1.48283	$10^1$
21	1	0	4	3.03055	$10^{-3}$
22	1	2	4	-4.01810	$10^{-2}$
23	1	4	4	1.49252	$10^{-1}$
24	2	7	4	2.59240	$10^0$
25	3	1	4	-1.77421	$10^{-1}$
26	1	0	5	-6.99650	$10^{-4}$
27	1	1	5	6.05007	$10^{-5}$
28	1	2	5	-1.65228	$10^{-3}$
29	1	3	5	1.22966	$10^{-3}$

$$S_c = 79.3933 \text{ J mol}^{-1}\text{K}^{-1}; T_c = 647.096 \text{ K}; T_z = 221 \text{ K}$$

**Figure.E.1.** Diagramme d'Enthalpy-Concentration pour la solution Eau-LiBr



**EQUATIONS**      **CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr**      **TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C**

$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$  in kJ/kg, where  $t = ^\circ\text{C}$  and  $X = \%\text{LiBr}$

$A_0 = -2024.33$

$A_1 = 163.309$

$A_2 = -4.88161$

$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$

$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$

$B_0 = 18.2829$

$B_1 = -1.1691757$

$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$

$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$

$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$

$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$

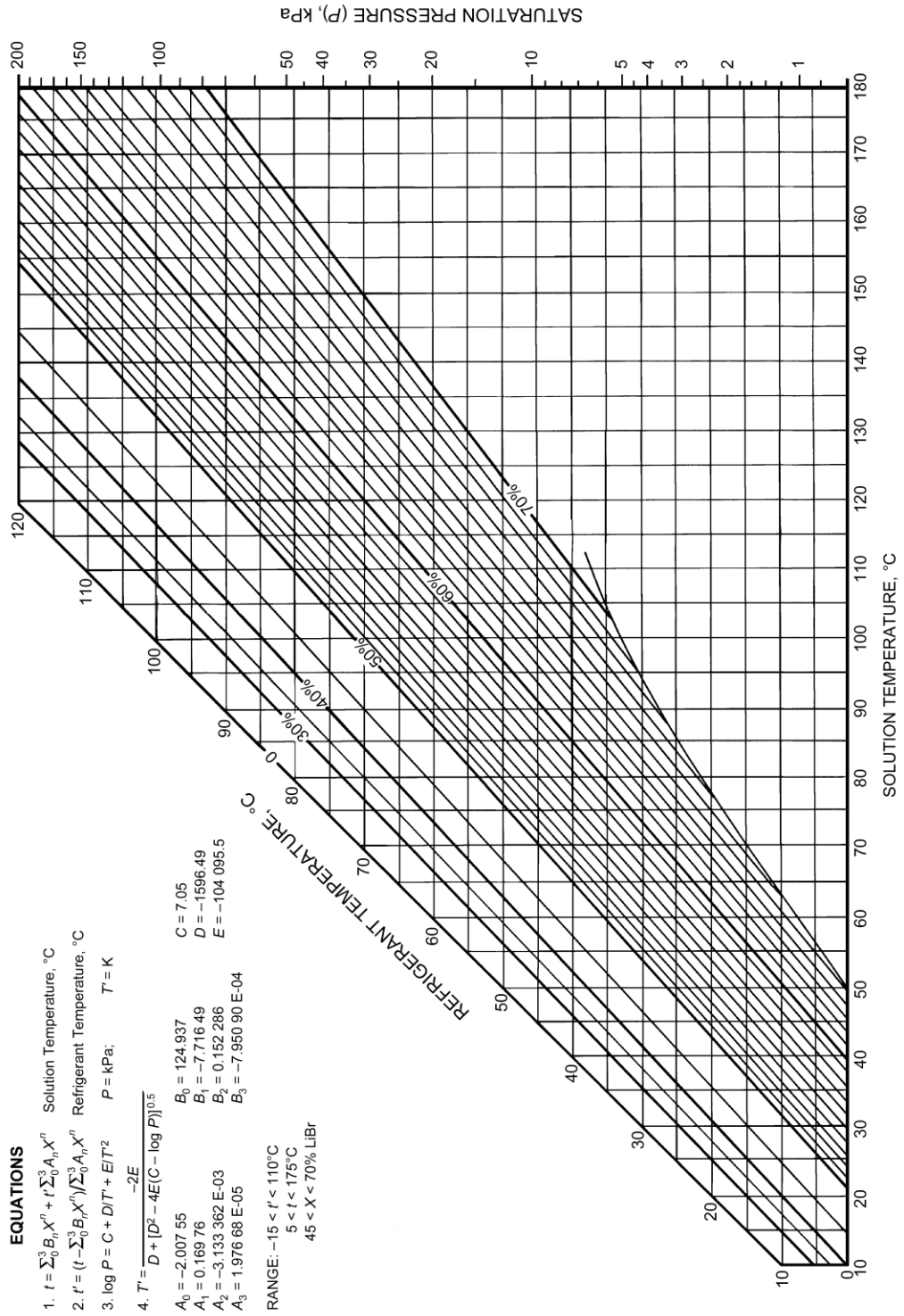
$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$

$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$

$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$

$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

Figure.E.2. Diagramme d'équilibre de la solution Eau-LiBr





**Figure E.3 : Diagramme d'équilibre de la solution NH<sub>3</sub>-Eau**

