



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Djillali Liabès de Sidi Bel Abbès

Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

THESE

Présentée pour l'obtention du Diplôme de Doctorat 3ème cycle

Par:

CHEIKH Samra

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique et environnement

Intitulé de la thèse

**ÉTUDE ET ANALYSE DES PROCÉDÉS DE LA THERMO-
TRANSFORMATION EN CASCADE POUR LA PRODUCTION
DE MICRO PUISSANCE**

Composition de jury :

Mr. MAKHLOUF Mohamed	Professeur	Président	Université de Sidi Bel Abbes
Mr. ZEBBAR Djallel	Professeur	Directeur de thèse	Centre Universitaire Tissemsilt
Mr STITOU Driss	MC A	Co-directeur de thèse	Université de Perpignan , France
Mr. BENZENINE Hamidou	MC A	Examineur	Centre Universitaire Ain Temouchent
Mr. BOUCHAM Belhadj	MC A	Examineur	Université de Sidi Bel Abbes

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciements

Je tiens d'abord à louer DIEU le tout Puissant de m'avoir accordé son infinie bonté, le courage, la force et la patience pour réaliser cet humble travail.

Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude envers mon directeur de thèse Monsieur ZEBBAR Djallel, professeur au Centre Universitaire de Tissemsilt, pour la confiance qu'il m'a témoignée tout au long de ce travail, pour son soutien et ses conseils ; grâce à qui mes efforts ont pu aboutir et avec qui j'ai beaucoup appris.

Aussi je tiens beaucoup et avec un plaisir particulier à remercier Monsieur DRISS Stitou, pour consacrer son temps à me fournir tous les conseils et le soutien dont j'avais besoin pour terminer mon projet à temps.

Je remercie également les membres de jury: Monsieur MAKHLOUF Mohammed pour avoir accepté d'assurer la présidence, Monsieur HABIBI Samir, Monsieur. BENZENINE Hamidou et Monsieur BOUCHEM Belhadj pour le temps qu'ils ont consacré à l'évaluation de mon travail.

Encore, je souhaite adresser mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration et l'aboutissement de cette thèse ainsi qu'à la réussite des travaux effectués durant ces années.

Enfin, je remercie ma famille pour son support affectif continué durant mon parcours.

Sommaire

Sommaire

Remerciements	i
Sommaire	ii
Nomenclature	ix
ملخص	xiii
Résumé	xiv
Abstract	xv
Introduction générale	1
Chapitre I : Recherche bibliographique : état de l'art	
Introduction	4
I.1. Recherche bibliographique sur les thermo-transformateurs à absorption (évaluation de la performance, optimisation et le potentiel d'application)	4
I.2. Recherche bibliographique sur les thermo-transformateurs à adsorption (évaluation de la performance, optimisation et le potentiel d'application)	34
I.3. Recherche bibliographique sur les dispositifs de conversion de l'énergie thermique (évaluation de la performance, optimisation et le potentiel d'application)	40
Conclusion	47
Références bibliographiques	49
Chapitre II : Aperçu sur la thermo-transformation à sorption et les dispositifs de conversion de l'énergie thermique	
Introduction	71
II.1. Zoom sur la thermo-transformation à sorption	71
II.1.1. Les thermo-transformateurs à absorption	74
II.1.1.1. Mode de fonctionnement d'un thermo-transformateur à absorption	75
II.1.1.2. Les fluides de travail utilisés	76
II.1.1.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés :	78
II.1.1.3.1. Diagramme d'Oldham (Diagramme $\log p / - 1/T$)	78
II.1.1.3.2. Diagramme de Merkel (enthalpie-concentration)	79
II.1.1.4. L'efficacité énergétique et exergetique d'un thermo-transformateur à absorption	80
II.1.1.4.1. Le coefficient de la performance	81
II.1.1.4.2. L'exergie	83
II.1.1.5. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un thermo-transformateur à absorption	84
II.1.1.5.1. Le taux de circulation (le débit spécifique de solution)	84
II.1.1.5.2. Le saut thermique:	84

II.1.1.5.3. Efficacité de l'échangeur de chaleur (économiseur)	85
II.1.1.5.4. Paramètres opératoires	85
a. L'influence des différentes températures de fonctionnement	85
b. Pression de travail	85
c. Pincement thermique (ΔT)	86
II.1.1.5.5. La destruction d'exergie	86
II.1.1.5.6. Caractéristiques du fluide de travail	86
II.1.1.5.7. L'architecture de cycle et le choix des composants	87
II.1.1.6. Les cycles d'un transformateurs de chaleur à absorption améliorés	87
II.1.1.6.1. Le cycle d'un transformateur de chaleur à absorption à simple effet	87
a. Le cycle à récupération de chaleur interne	87
b. Le cycle à multi-composants d'absorbeur/générateur	90
c. Le cycle à éjection	90
d. Le cycle à démixtion	91
II.1.1.6.2. Le cycle d'un transformateur de chaleur par absorption à double étage	92
II.1.1.6.3. le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption	94
a. Le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption type1	94
b. Le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption type2	95
c. Le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption type3	96
II.1.1.6.4. le cycle d'un transformateur de chaleur par absorption à double effet	97
II.1.1.6.5. le cycle d'un transformateur de chaleur à triple absorption	98
II.1.2. Les thermo-transformateurs à adsorption	100
II.1.2.1. Mode de fonctionnement d'un thermo-transformateur à adsorption	100
II.1.2.2. Le couple réactif utilisé	101
II.1.2.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés	103
II.1.2.4. L'isotherme d'adsorption (équilibre d'adsorption)	105
II.1.2.4.1. Les modèles cinétiques (moléculaires)	105
II.1.2.4.1.1. Isotherme de Langmuir	105
II.1.2.4.1.2. Isotherme de Brunauer, Emmet et Teller (B. E. T)	107
II.1.2.4.2. Les Modèles thermodynamiques (phénoménologique)	108
II.1.2.4.2.1. Modèle de Polanyi (théorie du remplissage en volume des micropores)	108
II.1.2.4.2.2. Modèle de Dubinin.	110
II.1.2.4.2.3. Équation de Dubinin-Radushkevich	110
II.1.2.4.2.4. Le modèle de Dubinin et Astakhov	111
II.1.2.4.2.5. Les équations d'adsorption améliorées :	111
II.1.2.4.2.6. Les équations empiriques	112

II.1. 2. 4. 2. 7. L'équation isostérique	113
II.1.2.5. La chaleur d'adsorption :	113
II.1.2.5.1. La chaleur différentielle d'adsorption	114
II.1.2.5.2. La Chaleur intégrale d'adsorption	114
II.1.2.5.3. La Chaleur isostérique d'adsorption	114
II.1.2.6. L'efficacité énergétique et exergetique d'un thermo-transformateur à adsorption	115
II.1.2.6.1. Le coefficient de la performance	115
II.1.2.6.2. L'exergie:	116
II.1.2.7. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un thermo-transformateur à adsorption	116
II.1.2.7.1. Le saut thermique	116
II.1.2.7.2. paramètres opératoires	116
II.1.2.7.3. Caractéristiques du couple réactif	117
II.1.2.7.4. L'architecture de cycle et le choix des composants	118
II.1.2.8. Les cycles d'un transformateurs de chaleur à adsorption améliorés	118
II.1.2.8.1. Le cycle d'un transformateur de chaleur par adsorption à un réservoir intermédiaire	118
II.1.2.8.2. Le cycle à deux réservoirs	119
II.1.2.8.3. Le cycle à trois réservoirs	120
II.1.2.8.4. Le cycle à quatre réservoirs	120
II.2. Zoom sur les dispositifs de conversion de l'énergie thermique	121
II.2.1. Machine d'Ericsson et cycle de Joule	121
II.2.1.1. Principe de fonctionnement	122
II.2.1.2. Les fluides de travail utilisés	123
II.2.1.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés	123
II.2.1.4. L'efficacité énergétique et exergetique d'un moteur d'Ericsson à cycle de Joule	124
II.2.1.4.1. L'efficacité énergétique	124
II.2.1.4.2. L'efficacité exergetique	125
II.2.1.5. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un moteur d'Ericsson à cycle de Joule	125
II.2.1.5.1. Maximisation de la puissance produite (utile)	125
II.2.1.5.2. Paramètres opératoires	125
II.2.1.5.3. L'influence des efficacités de la détente et de la compression	127
II.2.1.5.4. La destruction d'exergie	127
II.2.1.5.5. Caractéristiques du fluide moteur	127
II.2.1.5.6. L'architecture de cycle et le choix des composants	127

II.2.1.6. Cycles de Joule améliorés	128
II.2.1.6.1. Le cycle ouvert sans récupération	128
II.2.1.6.2. Le cycle ouvert avec récupération	128
II.2.1.6.3. Le cycle fermé avec refroidisseur	129
II.2.1.6.4. Le cycle à compressions et détente fractionnées	130
II.2.1.6.5. Cycle avec récupération et à compressions et détente fractionnées	131
II.2.2. Machine à cycle de Rankine organique	132
II.2.2.1. Principe de fonctionnement	133
II.2.2.2. Les fluides de travail utilisés	133
II.2.2.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés	135
II.2.2.4. L'efficacité énergétique et exergetique d'un cycle de Rankine organique	136
II.2.2.4.1. L'efficacité énergétique	136
II.2.2.4.2. L'efficacité exergetique	136
II.2.2.5. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un cycle de Rankine organique	137
II.2.2.5.1. Maximisation de la puissance produite (utile)	137
II.2.2.5.2. Paramètres opératoires	137
II.2.2.5.3. L'influence des efficacités de la détente et de la compression	137
II.2.2.5.4. La destruction d'exergie	137
II.2.2.5.5. Caractéristiques du fluide moteur	138
II.2.2.5.6. L'architecture de cycle et choix des composants	140
II.2.2.6. Cycles de Rankine organique améliorés	140
II.2.2.6.1. Le cycle de Rankine organique sous-critique	140
II.2.2.6.2. Le cycle de Rankine organique supercritique	141
II.2.2.6.3. Le cycle ORC « régénératif » (ou avec sous-tirage)	141
II.2.2.6.4. Le cycle de Rankine organique multi-pression	142
II.2.2.6.5. Le cycle trilatéral-flash	143
Conclusion	144
Références bibliographiques	146

Chapitre III. Les modèles thermodynamiques utilisés

Introduction	155
III.1 Les Modèles d'un cycle de la thermo-transformation à absorption	155
III.1.1. Les Modèles simplifiés	155
III.1.1.1. Type 1(modèles statiques simplifiés)	156
III.1.1.2. Type 2(modèles thermodynamiques)	158
III.1.2. Les modèles dynamiques (raffinés)	160

III.2. Les Modèles d'un cycle de la thermo-transformation à adsorption	161
III.2.1. Le modèle stationnaire	161
III.2.1.1. Le cycle d'adsorption simple	161
III.2.1.2. Le cycle d'adsorption avec récupération de chaleur	161
III.2.1.3. Le cycle d'adsorption avec récupération de masse	162
III.2.2. Le modèle dynamique	162
III.3. Les modèles des cycles de conversion	164
III.3.1. Le moteur d'Ericsson	164
III.3.2. Le cycle de Rankine organique	166
III.3.2.1. Modèle stationnaire	166
III.3.2.2. Le modèle dynamique	167
Conclusion	168
Références bibliographiques	169

Chapitre IV : Thermodynamique et propriété du couple réactif des différents cycles thermodynamiques utilisés dans les deux systèmes énergétiques proposés

Introduction	178
IV. 1. Description du système énergétique étudié	178
IV. 1. 1. Couplage de deux transformateurs de chaleur en cascade avec un moteur Ericsson	178
IV. 1. 2. Couplage de deux transformateurs de chaleur en cascade avec un cycle organique de Rankine	180
IV. 2. Modèles thermodynamiques utilisés	181
IV.2.1. Présentation du modèle de cycle d'un thermo-transformateur à absorption	182
IV.2.1.1. Bilans massiques et énergétiques	184
IV.2.1.2. Propriétés thermodynamique du fluide de travail	186
IV.2.1.2.1. Corrélations thermodynamiques du fluide frigorigène (eau)	187
a. La pression de saturation	187
b. L'enthalpie de l'eau liquide saturé en fonction de la température	188
c. L'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température	188
d. L'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée	188
IV.2.1.2.2. Corrélations thermodynamiques de la solution (bromure de lithium-eau)	188
a. La pression de saturation de la solution	188
b. La température de saturation de la solution	188
c. L'enthalpie du mélange (H ₂ O/LiBr) en fonction de (T et X)	189
d. La densité du mélange (H ₂ O/LiBr) en fonction de(T et X)	189
IV.2.1.2.3. Évaluation des performances	190
IV.2.2. Présentation du modèle de cycle d'un thermo-transformateur à adsorption	191

IV.2.2.1. Bilans massiques et énergétiques	192
IV.2.2.2. Propriétés thermodynamique du couple réactif	196
IV.2.2.2.1. Corrélations thermodynamiques du fluide frigorigène (eau)	196
a. La pression de saturation	196
b. L'enthalpie de l'eau liquide saturé en fonction de la température	196
c. L'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température	196
IV.2.2.2.2. Corrélations thermodynamiques du couple réactif (zéolite 13X-eau)	197
a. La pression d'équilibre du couple (H ₂ O/Zéolite13X)	197
b. Chaleur isostérique d'adsorption	197
IV.2.2.3. Évaluation des performances	197
IV.2.3. Présentation du modèle des cycles de conversion	198
IV.2.3.1. Le cycle de Joule	199
IV.2.3.1.1. Bilans massiques et énergétiques	201
IV.2.3.1.2. Propriétés thermodynamique du fluide moteur	202
IV.2.3.1.3. Évaluation de l'efficacité énergétique et exergetique du cycle de Joule	202
IV.2.3.2. Le cycle Rankine organique	203
IV.2.3.2.1. Bilan massique et énergétique	204
IV.2.3.2.2. Propriétés thermodynamique du fluide moteur	205
IV.2.3.2.3. Évaluation de l'efficacité énergétique et exergetique du cycle organique de Rankine	206
IV.3. Rendement global des installations proposées	207
IV.3.1. Le rendement énergétique (selon le premier principe de la thermodynamique)	207
IV.3.2. Le rendement exergetique (selon le second principe de la thermodynamique)	207
IV.4. Optimisation	207
Conclusion	208
Références bibliographiques	210

Chapitre V : Résultats et discussion

Introduction	215
V.1. Etude de sensibilité paramétrique	215
V.1.1. Le thermo-transformateur à absorption	215
V.1.1.1. Influence du choix de fluide de travail	216
V.1.1.2. Influence des conditions de fonctionnement sur la performance	217
V.1.1.2.1. Influence du taux de circulation	218
V.1.1.2.2. Influence de la source ambiante (T_0)	222
V.1.1.2.3. Influence de la température de la source chaude (T_{SC})	225
V.1.1.2.4. Influence de la température de la source froide (T_{UI})	227

V.1.2. Les transformateurs de chaleurs à adsorption	229
V.1.2.1. Influence du choix du couple réactif	229
V.1.2.2. Influence des conditions de fonctionnement sur la performance	233
V.1.2.2.1. Influence de la masse cyclée	233
V.1.2.2.2. Influence de la température de la source ambiante (T_0)	237
V.1.2.2.3. Influence de la température de la source chaude (T_{U1})	240
V.1.2.2.4. Influence de la température de la source froide (T_{U2})	242
V.1.3. Le cycle de Joule	244
V.1.3.1. Influence du choix de fluide moteur	244
V.1.3.2. Influence des conditions de fonctionnement sur l'efficacité du cycle	245
V.1.4. Le cycle de Rankine organique	246
V.1.4.1. Influence du choix de fluide moteur	246
V.1.4.2. Influence des conditions de fonctionnement sur l'efficacité du cycle	248
V.2. Comparaison quantitative des deux installations énergétiques proposées	248
Conclusion	253
Références bibliographiques	254
Conclusion générale et perspectives	257
Liste des figures	260
Liste des tableaux	263
Annexes	264

Nomenclature

Nomenclature

Nomenclature général

A_i :	Potentiel d'adsorption de Polanyi	KJ/mol
C_{ads} :	Chaleur spécifique de l'adsorbant	KJ/kg k
C_{ref} :	Chaleur spécifique de l'adsorbat	KJ/kg k
C_p :	Chaleur spécifique à pression constante	kJ/Kg.K
dE :	différentielle exacte totale de l'énergie échangée avec l'extérieur (kW)	(kW)
dE_C :	différentielle exacte de l'énergie cinétique	(kW)
dE_P :	différentielle exacte de l'énergie potentielle	(kW)
D, n :	Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat	
F :	Le taux de circulation (le débit spécifique de solution)	
f_s :	Fugacité de l'adsorbat de l'état saturé	Pa
f :	Fugacité de l'adsorbat de l'état d'équilibre	Pa
E_0 :	Énergie caractéristique de l'adsorbant	J/mol
E :	Énergie caractéristique d'un système adsorbant/adsorbat donné	J/mol
ΔG :	Énergie libre de GIBBS	J/mol
h :	Enthalpie massique	(kJ/Kg)
$\Delta_a h$:	est la chaleur différentielle d'adsorption	J/mol
$\Delta a H$:	integral heat of adsorption	J kg ⁻¹
m :	La masse	[kg]
\dot{m} :	Débit massique	[kg/s]
P :	Pression	(Pa)
P_c :	Pression critique	(Pa)
q_{is} :	la chaleur isostérique d'adsorption	kJ kg ⁻¹
q :	Quantité de chaleur	[Kj/Kg]
Q :	Flux de chaleur	[kW]
R :	Constante des gaz parfaits	J/kg k.
ΔS :	variation d'entropie	[kJ/kg.k]
t :	température	(°C)
T :	Température	[k]
T_0 :	température ambiante	[k]
ΔT :	le pincement thermique	
u :	Énergie interne spécifique	(kJ/Kg)
U :	Énergie interne	(kJ)
\tilde{V} :	la vitesse	(m/s)

W :	Travail	[kJ]
\dot{W} :	Puissance	[kW]
w_i :	Volume adsorbé	l/kg
w_0	Volume maximal adsorbable	m ³ /kg
x :	Rapport de la masse adsorbée à la masse de l'adsorbant	Kg/Kg
Δx :	le changement de la concentration nette	Kg/Kg
x_r :	Masse adsorbée (la concentration riche en adsorbat) correspondent à la température d'adsorption et la pression d'évaporation	Kg/Kg
x_p :	Masse désorbée (la concentration pauvre en adsorbat) correspondent à la température de désorption et la pression de condensation	Kg/Kg.
X :	la concentration massique en absorbant	[%]
X_d :	la concentration massique de la solution diluée	[%]
X_c :	la concentration massique de la solution concentrée	[%]
ΔX :	la plage de dégazage	[%]

Lettres grecques

μ_I :	le rendement énergétique global(le rendement selon la première loi de la thermodynamique)	
μ_{II} :	le rendement exergetique global (le rendement selon la seconde loi de la thermodynamique)	
ε :	efficacité de l'échangeur de chaleur	[%]
θ :	Le taux de de recouvrement	
ρ :	Masse volumique	[Kg/m ³]
β :	coefficient d'affinité	
η :	efficacité	

Indice et exposants

ads :	adsorbant
Abs :	Absorbeur
Ads :	Adsorbent
AE :	Absorbeur-évaporateur
b :	basse
B :	Échangeur de vapeur du cycle de Rankine organique (évaporateur ou bouilleur)
c :	concentré
C :	Condenseur
d :	dilué

ent :	entré
E :	Évaporateur
FC :	fluide caloporteur
G :	Générateur
h :	haute
H :	Réchauffeur (heater en anglais)
i :	intermédiaire
is :	isentropique
l :	liquide
m :	mécanique
p :	pauvre
P1 :	la pompe de circulation
PPC1 :	la première configuration d'installation énergétique (power plant configuration en anglais)
PPC :	la seconde configuration d'installation énergétique
PM :	Parties métalliques de l'adsorbeur
r :	riche
ref :	réfrigérant
s :	saturation
sc :	source chaude
sf :	source froide
sol :	solution
sor :	sortie
SHX :	Échangeur de solution
SP :	La pompe de solution
sur :	surchauffé
T :	turbine
U :	utile
v :	vapeur

Liste des abréviations

AbHT :	le thermo-transformateur à absoption (Absorption heat transformer en anglais)
AdHT :	le thermo-transformateur à adsoption (Adsorption heat transformer en anglais)
ASHRAE:	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
B E T :	Brunauer Emmet et Teller

CFC :	Chlorofluorocarbure
COP :	Coefficient Opérationnel de Performance
D-A :	Dubinin-Astakhov
D-R :	Dubinin et Astakhov
D4 :	Octaméthylcyclotetrasiloxane
D5 :	Décaméthylcyclopentasiloxane
D6 :	Dodécaméthylcyclohexasiloxane
GTL :	Le saut thermique (Gross temperature lift en anglais)
GWP :	Potentiel de réchauffement global (acronyme anglais pour Global-Warming Potential)
HC :	Hydrocarbure
HCFC :	Hydrofluorochlorocarbure
HFC :	Hydrofluorocarbure
HFE :	Hydrofluoroéther
HFO :	Hydrofluoroléfine
JC :	le cycle de Joule (Joule cycle en anglais)
MDM :	Octaméthyltrisiloxane (C ₈ H ₂₄ O ₂ Si ₃)
MD2M :	Décaméthyltetrasiloxane (C ₁₀ H ₃₀ O ₃ Si ₄)
MM :	Hexaméthylidisiloxane (C ₆ H ₁₈ O ₂ Si ₂)
ODP :	Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (Ozone Depletion Potential en anglais)
ORC :	Cycle Organique de Rankine (Organic Rankine Cycle – en anglais)
PAC :	pompe à chaleur

ملخص

هذا العمل مكرس لدراسة جدوى مفهوم جديد لمجموعتين من التحول الحراري مع الامتصاص المتسلسل لاستعادة الابر الحرارية ذات الطاقة المنخفضة كطاقة نظيفة ومتجددة بدون تلوث و مستدامة. في حالتنا ، تكون لوحة شمسية مسطحة ذات تحويل حراري من 343.15 درجة إلى 373.15 درجة إلى جانب جهازين آخرين لإنتاج الطاقة لتحقيق الهدف الثابت المتمثل في تلبية احتياجات الكهرباء في المدن الغير متصلة بشبكة كهربائية بكثافة سكانية مقدره ب 100مسكن ومتطلبات طاقة كهربائية اسمية تبلغ 15 كيلووات.

تم اختيار محرك إريكسون الحراري كجهاز لإنتاج الطاقة الميكانيكية (الكهربائية) في مركب الطاقة الأول و الذي يعمل وفقاً لدورة برايتون (جول) ، في حين تم اختيار جهاز تحويل يعمل وفقاً لدورة رانكين العضوي في المركب الثاني.

يبين تحليل هذا المفهوم مدى قابلية التركيب الطاقوي الثاني ومراقبة تشغيله لتلبية متطلبات الطاقة في نطاق (15 كيلووات) ، من طرف إمدادات الطاقة المنخفضة و التي هي عبارة عن مجمعات الطاقة الشمسية الحرارية. وأخيراً ، من المهم التأكيد على أن النموذج جعل من الممكن العثور على المعايير المثلى لكل دورة مركبة لمركب الطاقة في ظروف الطاقة القصوى التي تقدمها التوربينات. من بين أمور أخرى ، تم تسليط الضوء على تأثير المعايير المختلفة على عمل الدورة.

الكلمات المفتاحية: استرداد الحرارة؛ لوحة شمسية مسطحة؛ التحول الحراري (الامتصاص والامتزاز)؛ التسلسل؛ قوة متناهية الصغر؛ تركيب الطاقة؛ دورة برايتون؛ دورة رانكين العضوية.

Résumé

Le présent travail est consacré à l'étude de la faisabilité d'un nouveau concept de deux assemblages de thermo-transformation à sorption en cascade pour la valorisation des puits de chaleur de bas potentiel en tant qu'énergie propre, renouvelable, sans pollution et durable. Dans notre cas c'est un panneau solaire plan d'une conversion thermique de l'ordre de 343.15K à 373.15K couplé avec deux autres dispositifs de production de micro-puissance pour l'objectif fixé de satisfaire les besoins en électricité dans les cites non raccordées à un réseau électrique avec une habitation de 100 foyers et un besoin en puissance électrique nominale de 15kWe.

En qualité de dispositif de production de puissance mécanique (électrique), dans le premier schéma de l'installation énergétique a été choisi le moteur thermique d'Ericsson fonctionnant selon le cycle de Brayton (Joule). Tandis que, dans le deuxième schéma a été sélectionnée une machine de conversion fonctionnant selon le cycle de Rankine organique.

L'analyse de ce concept montre bien la faisabilité de la deuxième configuration et vérifier son fonctionnement pour satisfaire les besoins dans la gamme de puissance envisagée (15kWe) à partir une faible alimentation de capteurs solaires thermiques. Enfin, il est important de souligner que le modèle a permis de retrouver les paramètres optimaux de chaque cycle de l'installation énergétique pour les conditions de la puissance maximale délivrée par la turbine. Entre autres, l'influence des différents paramètres sur le fonctionnement de cycle a été mise en évidence.

***Mots clés :** Valorisation de chaleur ; panneau solaire plan ; thermo-transformation à sorption(absorption et adsorption); la cascade ; micro-puissance ; installation énergétique; cycle de Brayton ; cycle de Rankine organique .*

Abstract

The present work is devoted to the study of the feasibility of a new concept of two cascade sorption thermo-transformation assemblies for the upgraded of low-potential heat sinks as clean, renewable, pollution-free and sustainable energy. In our case it is a flat solar collector with a thermal conversion of the order of 343.15K to 373.15K coupled with two other micro-power generation devices for the objective of meeting the electricity requirements in areas not connected to a power grid with dwelling of 100 households and a nominal power requirement of 15kWe.

As a device for the production of mechanical (electrical) power, in the first power(energy installation) plant schematic diagram was chosen the Ericsson thermal engine operating according to the Brayton cycle (Joule). While, in the second power plant schematic diagram was selected a conversion machine operating according to the organic Rankine cycle.

The analysis of this concept shows the feasibility of the second configuration and verify its operation to satisfy the power needs in the envisaged power range (15kWe) from a low power supply of solar thermal collectors. Finally, it is important to point out that the model has made it possible to find the optimal parameters of each cycle of power plant configurations for the conditions of the maximum power delivered by the turbine. Among other things, the influence of the different parameters on the cycle operation was highlighted.

Keywords :*Heat recovery; flat solar collector; sorption thermo-transformation (absorption and adsorption); cascade; micro-power; energy installation; Brayton cycle; organic Rankine cycle .*

Introduction générale

Introduction générale

Des efforts considérables doivent être dépensés pour limiter les conséquences fatales de l'épuisement des ressources mondiales en énergie fossile et thermonucléaire, des changements climatiques et de la croissance démographique. Pour le faire correctement, il serait important de suivre simultanément les recommandations et les consignes suivantes: - une meilleure gestion des ressources existantes, - amélioration des installations et implantation des technologies à haute performance énergétique et - enfin la valorisation utile et bénéfique de l'énergie (tel que la valorisation des rejets thermiques) et la vulgarisation de l'utilisation des énergies renouvelables alternatives. Portant, l'exploitation des différentes sources alternatives d'énergie comme l'énergie thermique se développe de plus en plus en raison des différents avantages qu'elle offre. Parmi les avantages qui sont en faveur du développement de l'énergie thermique, il y a lieu de citer sa présence en grande quantité et variété. Elle n'est pas uniquement disponible dans les éléments naturels (soleil, géothermie,...), mais elle peut aussi provenir des processus innombrables issus de l'activité humaine (industrie,...). Cependant, son exploitation reste pour une grande partie de processus inconcevable en raison de leur potentiel qui reste moins attractif pour les différentes applications énergétiques.

En fait, la chaleur perdue contient toujours une grande quantité d'énergie et d'exergie qui peuvent être réutilisées pour fournir de la chaleur, du froid ou du travail grâce à des technologies de récupération de chaleur appropriées [1]. Dans ce contexte, la valorisation et la récupération de la chaleur perdue (énergie thermique de bas potentiel) constitue donc une voie prometteuse pour la réduction de la consommation d'énergie fossile, l'optimisation énergétique et pour la promotion de l'accès à une électricité propre et sûre à ceux qui en ont le plus besoin partout dans le monde. Une solution pertinente pour l'exploitation du potentiel énergétique des sources de chaleurs abondantes et sans grand intérêt consiste à utiliser les procédés de la thermo-transformation à sorption qui s'avèrent hautement attractifs sur les plans énergétique et économique.

Dans le même égard, toujours selon [1] une récupération rationnelle de ce type d'énergie par des technologies de thermo-transformation efficaces est sensé jouer un rôle important dans les économies d'énergie et de développement durable. Les systèmes de la thermo-transformation à ab- et ad- sorption apparaissent comme une alternative prometteuse. En effet, les fluides frigorigènes utilisés sont neutres vis-à-vis de la couche d'ozone et leur impact sur le réchauffement climatique est faible.

C'est pour ces raisons que les technologies de la thermo-transformation ont été qualifiées de «technologies futures qui seront importantes pour l'utilisation de l'énergie au 21^{ème} siècle» par l'Agence internationale de l'énergie [2].

Dans ce sens, un nouveau concept de cascade constitué de transformateurs de chaleur à sorption alimentés à partir d'une énergie à faible exergie est proposé dans cette thèse. Le concept sera exposé en détail et analysé du point de vue thermodynamique.

La chaleur valorisée à la sortie de la cascade des thermo transformateurs sera utilisée pour la production de micro puissance. Pour le faire, il en faudra prévoir l'utilisation de dispositifs de conversion en énergie mécanique ou électrique. Par ailleurs, il est important de préciser qu'il n'existe pas de définition stricte de la taille de micro et petits systèmes électriques et les limites ne sont pas claires et normalisées. Selon Dong et al. [3], le concept de la génération d'électricité à petite échelle signifie des systèmes de la génération d'électricité avec une puissance électrique inférieure à 100 kWe, tandis que la génération à micro-échelle est également souvent utilisée pour désigner les systèmes d'une capacité électrique inférieure à 15kWe.

En réalité, il y a lieu de rappeler que dans le domaine de la micro puissance, la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique ou électrique ne semble pas avoir le même développement que pour les grandes puissances. Ce manque de succès, pourtant pour un segment de puissance très important, est dû au manque de systèmes adaptés à ce créneau, bien que, le segment de puissance visé est celui qui couvre les besoins domestiques, telles que les cas des sites isolés, les bâtiments commerciaux (écoles et immeubles de bureaux) et les bâtiments domestiques des maisons unifamiliales ou multifamiliales.

Pour pallier aux objectifs préétablis, deux configurations d'installations énergétiques sont proposées pour satisfaire aux besoins domestiques en électricité dans les régions non raccordées au réseau électrique (agglomération urbaine de 600 à 700 personnes) dans les pays en voie de développement principalement en Afrique avec un besoin de puissance crête de 15 kWe à partir d'une source de bas potentiel (capteur solaire plan d'une température de l'ordre de 343.15 à 373.15K).

Cette thèse est divisée en cinq parties (chapitre) :

Le premier chapitre dresse un état de l'art des différentes techniques de la valorisation et la conversion de l'énergie thermique de bas potentiel. Il renferme une vue globale sur le principe de fonctionnement du transformateur de chaleur à sorption et les cycles de conversion thermodynamique, les différents couples de travail (fluide de travail) et les différentes architectures des cycles étudiés qui pourraient remplacer ceux conventionnellement utilisés. Les méthodes d'évaluation de leurs performances à partir de la première et la seconde loi de la thermodynamique et le potentiel de leur application sont ensuite présentées.

Le deuxième chapitre concerne les différents aspects théoriques utiles à la compréhension du comportement thermodynamique des cycles thermodynamique étudiés, mettant l'accent sur le transformateur de chaleur à ab/ad-sorption physique et les cycles de Joule et de Rankine organique. Ici même sont mentionnés d'abord une description détaillée sur leurs modes de fonctionnement, leurs diagrammes thermodynamiques utilisés, suivis par les différents fluides de travail (couple réactif) mise en jeu, leurs critères d'évaluation et les différentes pistes d'amélioration. Le chapitre est clôturé par

une classification des différentes architectures possibles pour chaque système, dans le but d'identifier des configurations des cycles candidats au remplacement des cycles simples.

Quant aux modèles thermodynamiques utilisés, elles sont exposées dans le troisième chapitre. Ici même sont mentionnés les travaux publiés en relation avec la modélisation des différents cycles thermodynamiques envisagés tout en les adaptant lorsque cela semblait correspondant à nos attentes en termes de fiabilité.

Le quatrième chapitre porte sur la méthodologie utilisée pour l'élaboration d'un modèle thermodynamique et l'optimisation afin d'analyser le fonctionnement des deux installations énergétique de production de micro puissance proposés dans cette étude. Ce modèle thermodynamique sera utilisé également pour prévoir les conditions optimales de leurs fonctionnement, de cibler les paramètres déterminants le bon fonctionnement de l'installation nécessitant d'améliorations.

De plus, les résultats de analyse thermodynamique des deux installations énergétique de production de micro puissance proposés sur la base de la première et deuxième loi de la thermodynamique est présentée dans le dernier chapitre. La première partie de ce chapitre porte sur l'étude de sensibilité des performances sur toute la plage de fonctionnement de chaque machine, qui a permis de comprendre l'influence des variables de décision sur les critères d'évaluation et d'optimisation envisagés. Dans la seconde partie, l'étude s'élargit aux installations complètes en étudiant le comportement de ces critères d'optimisation et en comparant entre les deux configurations proposées en fonction des régimes de températures optimisés.

[1] Z. Ma , H. Bao, A. P. Roskilly (2016). Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer. Applied Thermal Engineering 101, pp. 350–361.

[2] A. Sözen, H.S. Yücesu (2007). Performance improvement of absorption heat transformer. Renewable Energy 32,pp.267–284.

[3] Leilei Dong, Hao Liu, and Sa_a Ri_at. Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled chp systems{a literature review. Applied thermal engineering, 29(11):2119{2126, 2009.

CHAPITRE I

Recherche bibliographique : état de l'art

Chapitre I : Recherche bibliographique : état de l'art

Introduction

La première phase d'étude consiste à réaliser un état de connaissances sur les différentes technologies de valorisation de l'énergie thermique de bas potentiel, plus particulièrement ceux en relation avec le procédé de la thermo-transformation à sorption (absorption et adsorption). Plus encore, dans cette partie seront exposés le principe de fonctionnement du transformateur de chaleur à sorption, les différents cycles de thermo-transformateurs à sorption, les méthodes d'évaluation de leurs performances à partir de la première et la seconde lois de la thermodynamique, les différents couples réactifs utilisés et les résultats des différentes expériences d'intégration de ces cycles dans les procédés industriels et naturels (tel que la valorisation du potentiel des bassins solaires).

La seconde partie de l'étude permet de répertorier l'ensemble des dispositifs utilisés pour la production de micro puissance mécanique à partir de puits thermique de bas potentiel. Cependant, plusieurs techniques sont adoptées pour la récupération et la conversion de chaleur comme les cycles thermodynamiques (les cycles de Stirling, d'Ericsson, de Joule, de Rankine, de Kalina) qui sont brièvement présentés ci-dessous. Ces différents aspects des technologies de valorisation et conversion de l'énergie thermique de bas potentiel sont abordés suffisamment dans la littérature. Par ailleurs, leur passage en revue permettra d'actualiser l'état de l'art des travaux en relation avec ces technologies et de même permettra de faire ressortir les différents axes de recherches.

I.1. Recherche bibliographique sur les thermo-transformateurs à absorption (évaluation de la performance, optimisation et le potentiel d'application)

Dans la littérature, il est rapporté que le principe de base d'un transformateur de chaleur à absorption à été décrit pour la première fois par Altenkrich 1913-1920 [1]. Ce dernier a proposé les principes de base du cycle idéal d'un thermo-transformateur à absorption. Nesselmann [2] a repris en 1933 l'idée de la valorisation de la chaleur en vue d'améliorer la qualité d'énergie dans sa publication intitulée « la théorie de la transformation de la chaleur ».

En 1983, un état de l'art de la thermo-transformation a été présenté par Trepp [3], qui décrit l'histoire et la théorie de base détaillées des transformateurs de la chaleur. Une revue de connaissances sur les thermo-transformateurs à absorption à été publiée en 1984 par Stephan et Seher [4].

D'autres études de recherche sont consacrées à l'évaluation des performances des cycles de thermo-transformateurs par le biais de modèles mathématiques élaborés sur la base de la première et deuxième loi de la thermodynamique. Ces études, en plus qu'elles viennent enrichir la théorie des cycles

thermodynamiques, elles contribuent aussi à l'amélioration et à l'optimisation des transformateurs de chaleurs à absorption.

Dans le premier contexte, il y a lieu de citer l'étude d'Eisa et al. [5] qui présente une analyse thermodynamique des performances d'un thermo-transformateur à absorption fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau (LiBr/H₂O). L'analyse met en évidence les températures de fonctionnement, les concentrations, le taux de circulation et les enthalpies. Plus encore, on y retrouve aussi une évaluation des niveaux de température de chaque évolution du cycle. Les résultats indiquent que les plages de températures sont entre 50°C et 140°C pour l'absorbeur, 30°C et 90°C pour l'évaporateur et le générateur et enfin 10°C et 50°C pour le condenseur. Elle montre aussi la relation entre les différentes températures de fonctionnement exprimée par le coefficient théorique de Carnot.

Des études identiques ont été effectuées pour deux autres fluides actifs qui sont le chlorure de calcium/eau et l'ammoniac/eau. Elles avaient pour but l'examen des plages de température de fonctionnement de chaque élément de la machine à absorption. Par ailleurs, les plages de températures pour le premier fluide sont : entre 50°C et 100°C pour l'absorbeur, 30°C et 80°C pour l'évaporateur, 40°C et 80°C pour le générateur et 10°C et 50°C pour le condenseur. Pour le deuxième fluide les plages de températures sont entre 40°C et 120°C pour l'absorbeur, 30°C et 70°C pour l'évaporateur, 40°C et 90°C pour le générateur et 10°C et 50°C pour le condenseur [6,7].

En 1991, Liu et al. [8] ont présenté les trois principaux critères pour l'évaluation d'un transformateur de chaleur à absorption (COP, le saut thermique et le contenu énergétique des fluides utilisés) exprimés en fonction des données thermodynamiques du couple de travail. L'intérêt de cette étude est porté d'une part sur la relation entre ces trois critères et d'autre part sur l'influence de ces critères sur l'optimisation de la performance de ce cycle.

D'autres critères d'évaluation tels que l'effet des températures de fonctionnement et la croissance de la température (le saut thermique GTL) ont été étudiés et vérifiées expérimentalement par George et al. [9] pour un transformateur de chaleur à absorption avec une capacité calorifique de 3 kW utilisant le R21-DMF comme fluide de travail.

En 1995, Ismail [10] a établi un modèle mathématique d'un cycle de transformateur thermique à absorption fonctionnant avec le couple de travail ammoniac/ eau. Il a utilisé les équations d'états pour calculer les propriétés de mélange de travail. Une évaluation de la performance a été effectuée par l'utilisation d'un critère quantitatif (COP) et le taux de circulation. L'analyse des résultats obtenus montre d'une part l'influence de plusieurs paramètres (le niveau de la chaleur perdue, la température du condenseur et l'efficacité des échangeurs de chaleur), et d'autre part l'identification du champ des conditions de fonctionnement.

Une autre étude théorique a été présentée durant la même année par Chen [11]. Elle a permis d'établir un modèle d'un cycle endoréversible avec un écoulement continu d'un thermo-transformateur à absorption utilisant la théorie des temps finis. Cette dernière prend en considération les résistances thermiques qui couvrent le parcours des flux de chaleur dans les échangeurs et les réservoirs de chaleur. Cette étude montre que la performance de cette machine est non seulement influencée par des paramètres classiques (GTL, le taux de circulation et l'effet des températures de fonctionnement), mais aussi par d'autres paramètres telles les résistances thermiques qui ont un grand potentiel pour l'amélioration de la performance et la conception optimale des transformateurs de chaleur à absorption.

En 1998, Mostofizadeh et al. [12] ont effectué une analyse thermodynamique d'un thermo-transformateur à absorption à simple et à double effet fonctionnant avec le fluide $H_2O/ LiBr$. Les résultats obtenus de la simulation des performances du transformateur thermique à simple effet montrent que la croissance du saut thermique (GTL) de $40^\circ C$ à $50^\circ C$ le COP atteint la valeur de 0.5, et pour une croissance u GTL de $55^\circ C$ à $65^\circ C$, le COP est de l'ordre de 0.4. Tandis que le banc expérimental et la simulation du transformateur de chaleur à double absorption montrent que ce cycle peut atteindre une élévation de température de $90^\circ C$ à $145^\circ C$ avec un COP de 0.483.

En 1999, Scott et al. [13] ont développé un modèle mathématique pour décrire le comportement hydrodynamique, ainsi que les caractéristiques du transfert de chaleur d'un nouveau thermo-transformateur à absorption multi-compartiments pour les différentes températures de la source chaude et en régime stationnaire. Ils ont constaté que ce modèle est la pièce maitresse pour prévoir l'état d'équilibre, le comportement stationnaire, transitoire et dynamique de cette machine. Des simulations ont été effectuées dans la même étude pour examiner la relation entre l'énergie utile produite par le transformateur de chaleur à absorption et le COP.

Rivera et al. [14, 15] ont développé un modèle mathématique pour une simulation thermodynamique de plusieurs configurations du système de la thermo-transformation couplé avec une source de chaleur d'origine solaire. Une évaluation des performances a été effectuée par l'utilisation de deux critères quantitatifs à savoir le coefficient de performance (COP) et le saut thermique (GTL).

Selon le même contexte, il y a lieu de citer le travail de Barragán Reyes et al. [16] qui ont confirmé que l'étude de la performance des transformateurs thermiques dépend principalement de ces deux critères. Les auteurs indiquent également que ces deux paramètres sont fortement liés aux propriétés thermodynamiques du fluide de travail utilisé et aux différentes configurations des cycles.

En 2002, Zhao et al. [17,18] ont mené deux études pour effectuer une analyse et une simulation thermodynamique d'un nouveau thermo-transformateur à double absorption fonctionnant avec le

couple de travail bromure de lithium/eau, en se basant sur les propriétés de la solution binaire. Il a été tenu compte dans cette étude des bilans de masses et d'énergie.

En 2003, Bhardwaj et al. [19] ont effectué une optimisation d'un transformateur thermique à absorption irréversible utilisant la théorie des temps finis. L'étude paramétrique présente la variation du COP, des températures du fluide actif et du taux de transfert de chaleur entre le système et ses réservoirs thermiques en fonction des paramètres de fonctionnement.

En 2006, Sencan et al. [20] ont présenté une étude théorique d'un transformateur de chaleur à absorption utilisant un mélange ternaire des hydroxydes composés de sodium, potassium et de césium dans les proportions 40:36:24 (NaOH:KOH: CsOH) pour augmenter le potentiel des bassins solaires. La modélisation théorique de ce système par l'utilisation de plusieurs méthodes telles que : la méthode de la régression linéaire LR (linear regression), la méthode PR (pace regression) , la méthode de l'optimisation séquentielle minimale SMO (sequential minimal optimization), le modèle en arbre M5 (model tree), M5 'rules) et la méthode BPN (back propagation neural network). Il en ressort que les meilleurs résultats sont obtenus par la méthode BPNN qui utilise en qualité de critères quantitatifs le COP et le taux de circulation pour l'évaluation quantitatif du modèle de thermo transformateur. Cette dernière méthode s'est avérée plus précise et nécessite moins de temps pour les calculs.

En 2007, Siqueiros et al. [21,22] ont utilisé la 1^{ière} loi de la thermodynamique pour étudier l'effet de la température de la source chaude sur la performance d'un thermo-transformateur à absorption intégré dans un procédé de purification de l'eau.

Une autre façon de la détermination de la performance du système de la thermo-transformation est de prédire le modèle en établissant une loi de transfert de chaleur généralisée. Qin et al. [23] ont présenté une relation générale entre le COP et la puissance du chauffage en appliquant la loi de transfert de chaleur, en tenant compte de l'effet de la résistance, des pertes thermiques et des irréversibilités internes. Les résultats permettraient d'optimiser un système de transformateur de chaleur à absorption réel.

Horuz et Kurt [24,25] ont développé un code de simulation pour étudier l'effet des différentes températures de fonctionnement d'un thermo-transformateur à simple et à double étage. Les auteurs ont conclu que les valeurs élevées du COP et de l'énergie utile produite au niveau de l'absorbeur correspondent aux faibles températures de condensation et hautes températures de la source chaude, qui alimente à la fois le générateur et l'évaporateur. La modélisation est basée sur les lois de la conservation de chaleur et de masse au niveau de chaque élément.

Une étude similaire a été menée par deux équipes [26,27] pour examiner la performance d'un transformateur de chaleur avec les différentes configurations (double et triple absorption de H₂O/

LiBr). Ils ont développé un modèle mathématique avec le software EES (engineering equation solver), pour estimer et optimiser les performances de ces cycles en fonction des paramètres classiques de fonctionnement tels : les températures de fonctionnement, la concentration de solution riche et pauvre en réfrigérant, le taux de circulation et les efficacités de l'échangeur de chaleur (économiseur).

Les résultats d'optimisation montrent que les meilleures performances obtenues par le cycle à double et triple absorption atteignent respectivement un COP de 0.332 et de 0.2491.

En 2016, Golasi et al.[28] ont proposé une approche méthodologique pour évaluer la performance des procédés de la thermo-transformation compte tenu des paramètres physico-chimiques du fluide actif utilisé, telle que la chaleur de la solution (définie comme la chaleur absorbée lorsqu'une mole d'un composant donné est mélangée avec la quantité de l'autre composant nécessaire pour générer la solution souhaitée à une certaine température et pression) dans le but d'examiner son influence sur le cycle étudié, en utilisant deux fluides différents qui sont généralement utilisés.

Ces deux fluides de travail ont été examinés et traités par l'utilisation des données expérimentales fournies par la littérature. Il s'agit du $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et du $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ pour valoriser une source de chaleur de température avoisinant les 50°C . L'analyse méthodologique montre que le premier fluide présente une meilleure efficacité dans cette plage de température.

Dans le second contexte, plusieurs études ont été également effectuées pour examiner les performances des transformateurs de chaleur à absorption en se basant sur la 2ème loi de la thermodynamique ou bien l'analyse exergetique.

Une analyse thermodynamique d'un transformateur de chaleur à absorption utilisant l'ammoniac-eau comme fluide de travail a été menée par Stephan et Seher en 1984. Les auteurs se sont appuyés dans leur analyse sur un modèle mathématique qui prend en considération les irréversibilités du système étudié. Les résultats montrent que pour une valorisation de chaleur de 90°C à 130°C , le cycle atteint une efficacité exergetique de l'ordre de 0.45. [29].

Ciambelli et Tufano [30] ont présenté un modèle mathématique simplifié pour évaluer la performance d'un transformateur de chaleur à absorption utilisant l'eau- acide sulfurique comme fluide de travail. Trois critères d'optimisation ont été considérés dans cette étude, les deux premiers représentent respectivement les valeurs de l'exergie et de l'enthalpie de la chaleur utile. Le troisième critère est le coût d'exploitation du thermo-transformateur.

Une autre analyse thermodynamique détaillée des systèmes à absorption utilisant le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ comme fluide de travail (basée sur la première et la seconde loi de la thermodynamique) a été effectuée par Chang et Shih [31] pour déterminer l'efficacité énergétique (COP) et exergetique de ces systèmes. Les meilleures performances ont été obtenues par les systèmes de pompe à chaleur par rapport aux

systèmes de la thermo-transformation et de refroidissement. L'analyse des résultats obtenus montre aussi que l'efficacité exergétique était la plus élevée pour la pompe à chaleur, modérée pour le transformateur thermique et la plus basse pour le refroidisseur.

Duarte et Bugarel [32] ont discuté les paramètres d'évaluation de performance d'un transformateur de chaleur à absorption idéal fonctionnant avec le couple $H_2O/LiBr$, pour enfin déterminer les conditions de fonctionnement optimales de la machine en question. Par ailleurs, l'étude a permis d'introduire un autre paramètre d'évaluation. Il s'agit de l'indice d'exergie lié directement à l'efficacité exergétique. Les auteurs ont présenté aussi deux types d'optimisation. La première est énergétique et suppose une efficacité thermodynamique maximale. Tandis que la deuxième est économique pour laquelle la connaissance des coûts de l'énergie et des équipements sont nécessaires.

Jernqvist et al. [33] ont développé un programme informatique pour simuler la conception et l'évaluation des thermo-transformateurs à absorption fonctionnant avec le couple $NaOH/H_2O$, qui prend en considération les efficacités thermodynamique et exergétique. L'analyse des résultats obtenus montre que le COP n'est pas toujours une mesure adéquate pour décrire l'efficacité des cycles à sorption et qu'il ne peut être utilisé que pour comparer les différents transformateurs de chaleur à absorption pour le même taux de circulation. Cependant l'efficacité exergétique est considéré comme une mesure plus adéquate pour évaluer l'efficacité d'un TTA, car elle tient compte à la fois des pertes de chaleur, de l'échange thermique et du saut thermique. Les auteurs ont conclu également que l'efficacité exergétique devrait être considérée comme une alternative à l'efficacité thermodynamique, puisque d'une part elle est mathématiquement convenable, et d'autre part elle prend en compte d'une manière appropriée les pertes d'exergie qui se produisent inévitablement dans le système. Ceci confirme que l'analyse exergétique devrait être utilisée en complément à l'analyse énergétique.

En 2012, Zebbar et al. [34] ont étudié le cycle endo-irréversible d'un transformateur thermique à absorption fonctionnant au $LiBr/H_2O$. L'étude est basée sur l'analyse structurelle des liens. Elle montre l'impact du changement de l'irréversibilité d'un élément donné sur le fonctionnement de tout le cycle. Cet impact est exprimé par un coefficient de liaison structurelle (CSB) fonction à son tour des variables thermodynamiques (T , P et X). Cette analyse a permis, d'une part de montrer l'influence des conditions de fonctionnement sur la performance du cycle et d'autre part de déterminer les paramètres optimaux de fonctionnement du thermo transformateur.

Bisio [35] a présenté une analyse thermodynamique sur la génération d'entropie et la destruction d'exergie pour les machines à absorption utilisant le couple $LiBr/H_2O$. Son étude porte sur les transformateurs de chaleur à absorption, les cycles à absorption et de résorption, ou sur leurs combinaisons. Une étude théorique a été également menée pour classifier les différents systèmes thermodynamiques en se basant sur les facteurs de Carnot.

En 1999, Ishida et al. [36] ont examiné les pertes exergetiques dans un thermo-transformateur à absorption à un seul étage à l'aide de la méthode des graphes d'exergie ou bien le concept des diagrammes d'utilisation de l'énergie (DUE). Les auteurs montrent que ce concept fournit des informations détaillées sur les phénomènes internes telles que les forces motrices et la répartition de la perte d'exergie dans chaque sous système. Ils ont conclu que la perte d'exergie dans l'absorbeur est significativement importante, ce qui conduit à proposer un absorbeur à compartiments multiples pour générer de la chaleur utile à haute température afin de réduire les pertes d'exergie.

De leur part, Lee et Sherif [37] ont appliqué la deuxième loi de la thermodynamique pour analyser théoriquement les performances des transformateurs de chaleur d'absorption à plusieurs étages utilisant le couple LiBr/H₂O comme fluide de travail. Les résultats de cette étude ont fourni une base théorique pour déterminer le régime de fonctionnement optimal des transformateurs de chaleur à absorption ainsi que pour leur conception.

En 2004, Sozen [38] a développé un modèle mathématique pour simuler la performance d'un thermo-transformateur à absorption fonctionnant avec le couple H₂O/NH₃ afin d'augmenter le potentiel de la température d'un panneau solaire. L'auteur a évalué l'effet des irréversibilités de chaque élément du cycle. L'analyse thermodynamique classique des performances indique que le COP maximal a été obtenu à 0.4 avec un ΔT de 93.5°C avec une température maximale au niveau du l'absorbeur égale à 150°C. L'analyse exergetique indique que les pertes d'exergie au niveau de l'absorbeur et du générateur sont respectivement de l'ordre de 70% et de 10-20%. L'auteur conclut que l'absorbeur et le générateur ont le plus grand potentiel pour améliorer l'efficacité énergétique du cycle.

Une étude comparative des différentes méthodes d'analyse de la performance d'un transformateur thermique à absorption à double étage et à double absorption fonctionnant avec le couple LiBr/H₂O, utilisant l'analyse énergétique et exergetique a été effectuée par certains auteurs [39,40]. Les résultats montrent l'influence des irréversibilités de chaque composant du cycle sur la détérioration de l'efficacité et le COP du système. Les différents avantages et limitations des différentes méthodes d'analyse étaient présentés dans cette étude.

En 2007, Sozen et Yucesu [41] ont décrit la performance d'une nouvelle configuration d'un transformateur de chaleur à absorption. Il s'agit d'un cycle d'un transformateur de chaleur injecteur – absorption. Ce cycle est alimenté par une source chaude d'origine solaire (panneau solaire) et fonctionnant avec le couple ammoniac/ eau. Les résultats de simulation ont été obtenus en appliquant la première et la seconde loi de la thermodynamique. Il est intéressant de noter une réduction de 12% et 10% des pertes d'exergie au niveau du l'absorbeur et du générateur, tandis que le COP et l'efficacité exergetique sont respectivement de l'ordre de 14% et 30%.

Le même cycle a été étudié par Sozen et al. [42,43] pour déterminer les paramètres de performance en fonction de la température et les pertes d'exergie en utilisant l'approche ANN (Artificial Neural Network Approach). Cette méthode facilite la complexité d'analyse thermodynamique du système étudié par la détermination des pertes d'exergie de chaque composant de transformateur de chaleur injecteur – absorption.

En 2009, Gomri [44] effectua une analyse thermodynamique du système de dessalement de l'eau intégrée dans un transformateur de chaleur solaire utilisant le couple bromure de lithium/eau comme fluide actif. Un modèle mathématique a été développé pour simuler les performances de cette combinaison. Une analyse énergétique et exergetique de chaque élément du système de dessalement solaire a été effectué pour estimer les efficacités énergétique et exergetique. Les résultats indiquent que les irréversibilités les plus élevées sont présentées par l'absorbeur suivi par le générateur.

Martinez et Rivera [45] ont élaboré un modèle mathématique pour simuler les performances d'un transformateur thermique à double absorption de LiBr/H₂O. L'analyse du cycle thermodynamique proposé a été effectué en se basant sur la première et la seconde loi de la thermodynamique, pour estimer les différents paramètres d'évaluation ; le coefficient de performance, le coefficient de performance d'exergie, l'exergie totale, la destruction d'exergie dans le système et la destruction de l'exergie dans chacun des composants principaux, en fonction des températures du système, de l'efficacité de l'économiseur, du saut thermique et du taux de circulation. Les résultats indiquent que les irréversibilités (destruction d'exergie) du générateur sont les plus élevées contribuant à environ 40% de la destruction totale des exergies dans l'ensemble du système.

Une étude similaire a été effectuée par Rivera et al. [46] pour examiner la performance d'un thermo-transformateur à absorption de LiBr/H₂O intégré dans un procédé de purification de l'eau. Cette étude menée pour analyser à la fois la destruction d'exergie de chaque composant de transformateur de chaleur par l'application de la deuxième loi d'analyse thermodynamique et les performances d'une expérience d'un système de purification de l'eau. Les auteurs ont constaté que les irréversibilités les plus élevées se sont produites par l'absorbeur, qui représente plus de 30% des irréversibilités du système, suivi du condenseur auxiliaire avec environ 25%. Par ailleurs les irréversibilités les plus faibles (inférieur à 5%) ont été trouvées au niveau des pompes et de l'économiseur.

En 2011, Colorado et al. [47] ont proposé une méthodologie pour diminuer les irréversibilités totales d'un transformateur thermique à un seul étage, en utilisant la première et la deuxième loi de la thermodynamique ainsi que l'approche d'ANNi (Artificial Neural Network inverce). La méthodologie proposée pourrait calculer les paramètres d'entrée optimaux qui devraient être utilisés pour faire fonctionner le transformateur de chaleur avec des faibles irréversibilités. La validation mathématique

de ANNi a été réalisée avec une comparaison entre les irréversibilités totales du cycle obtenue thermodynamiquement et celles déterminées en utilisant l'ANNi. Les résultats ont montré un écart moyen de 0,9%.

En 2012, Zebbar et al. [48] ont traité l'optimisation thermodynamique d'un transformateur thermique à absorption utilisant le fluide de travail (LiBr/H₂O) par l'introduction d'un nouveau coefficient appelé MCSB (modified coefficient of structural bands) ou le coefficient des liens structuraux modifié aux calculs des entropies générées et des irréversibilités totales et locales au niveau de chaque élément du transformateur de chaleur. Cette étude a permis de montrer l'influence de l'irréversibilité locale sur l'irréversibilité globale du système.

Donnellan et al. [49] ont effectué une analyse énergétique et exergetique d'un nouveau thermo-transformateur à absorption de triple étage utilisant le couple LiBr/H₂O. Les résultats indiquent que pour une valorisation maximale (élévation de la température) de 140°C, atteinte par l'absorbeur du cycle étudié, la performance obtenue est de l'ordre de 0.2. Les auteurs concluent que le générateur présente la valeur la plus élevée de l'exergie détruite dans le cycle suivi par les deux absorbeur-évaporateurs.

Plusieurs études axées sur les performances des systèmes à absorption plus particulièrement les transformateurs thermiques et leurs optimisations montrent que ces derniers sont fortement liés aux propriétés physico-chimiques et thermodynamiques des fluides de travail utilisés [50], et à la conception du cycle [16].

Selon le premier contexte, plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation faite par Marcriss et al. [51,52] sur les fluides a permis d'établir une liste d'environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels. Il convient de préciser que les critères recherchés pour le choix optimal des fluides utilisés ont été cités par Holmberg et Berntsson [53].

En effet deux couples de travail ont attiré une attention croissante depuis 1981, grâce à ces meilleures performances comparées aux autres. Il s'agit de bromure de lithium avec de l'eau (LiBr/H₂O) et l'ammoniac avec de l'eau (H₂O/NH₃).

Le premier fut étudié par Nokanichi [54], Watanabe [55], Kripalani et al. [56], Suhr [57], Grossman [58], Mashimo [59] et Berntsson et al. [60]. Ces chercheurs montrent la qualification de ce couple (LiBr/H₂O) grâce à plusieurs avantages caractérisés par une enthalpie d'évaporation élevée, une très bonne capacité de transfert de chaleur et de masse, absence de toxicité, non explosif et non volatil [61].

Le second ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$) fut étudié par Rojoy et al. [62], Estas et al. [63], Ismail [10], Sozen [38], Sozen et Arcaklioglu [43], Colorado et al. [47] et Kherris et al. [64]. Les résultats de ces études montrent l'adaptation de ce mélange binaire dans les cycles à absorption à cause de ses propriétés thermodynamique assez intéressantes [65].

La compétition entre ces deux fluides a été limitée auparavant par le travail de Horuz [66], pour les machines frigorifiques à absorption suivie par le travail de Kurem et al. [67], qui ont effectué une étude comparative entre ces deux fluides dans un transformateur de chaleur à absorption. Pour les mêmes conditions de travail, le cycle utilisant le bromure de lithium avec l'eau comme fluide actif donne des meilleures performances qu'avec le couple eau/ ammoniac. Ils ont également conclu que le couple $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ est bien adapté aux transformateurs de chaleur à absorption malgré les contraintes présentées par ce dernier (corrosif, viscosité importante, solubilité limitée, limite de température et risque de cristallisation), par contre le deuxième couple $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ est préféré pour les systèmes de production de froid malgré son caractère le moins corrosif par rapport au $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$.

De surcroît l'usage du couple $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ comme fluide actif dans des transformateurs de chaleur sera limité à cause de sa haute pression de travail et de son faible niveau de sécurité. De plus l'ammoniac est toxique, inflammable, corrosif envers le cuivre et volatil donc il y a un besoin d'une rectification des vapeurs du réfrigérant [36, 68].

En effet, les limitations de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ont conduit à la recherche de nouvelles paires de fluides. Deux directions de recherches ont été étudiées : la première consiste à utiliser les paires des fluides bien connues et de changer certaines de leurs propriétés pour améliorer leur fonctionnement. En effet, diverses études ont été développées pour améliorer les propriétés de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ qui est souvent limité par la cristallisation de l'absorbant.

Il y a lieu de citer l'étude de Iyoki et Uemura [69] qui ont amélioré l'efficacité des cycles de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ par l'addition des additifs inorganiques sous forme de sels en modifiant l'absorbant tout en améliorant la solubilité. Il s'agit de la solution aqueuse bromure de lithium-chlorure de zinc-bromure de calcium avec de l'eau ($\text{LiBr-ZnCl}_2\text{-CaBr}_2/\text{H}_2\text{O}$) avec un ratio massique respective (1.0 :1.0:0.13). Les performances des différents systèmes à absorption (réfrigérateur à absorption, pompe à chaleur à absorption et thermo-transformateur à absorption) ont été analysées par l'utilisation de diagramme enthalpie/ concentration, afin de déterminer les propriétés physiques (masse volumique, viscosité, solubilité et pression de vapeur) et les propriétés thermiques (capacité calorifique massique et chaleur de mélange) des solutions aqueuses de ($\text{LiBr-ZnCl}_2\text{-CaBr}_2/\text{H}_2\text{O}$).

Les mêmes auteurs ont effectué aussi une étude théorique des performances des différents cycles à absorption fonctionnant avec la solution aqueuse (LiBr/ZnCl₂/CaBr₂/ H₂O). L'analyse des résultats obtenus montre que ce fluide de travail est approprié généralement pour les transformateurs thermiques à absorption et particulièrement celui à double effet [70].

En 1990, Iyoki et al. [71,72] ont développé une approche pour l'évaluation de la capacité calorifique massique des systèmes bromure de lithium-bromure iodure/eau (LiBr-LiI/H₂O) et de la pression de vapeur du bromure de lithium- bromure de zinc-chlorure de lithium/eau (LiBr-ZnBr₂-LiCl₂/H₂O). Les résultats obtenus sont validés par des données expérimentales pour tester ces différents mélanges basés sur le couple bromure de lithium/eau. Les auteurs concluent que, ces deux propriétés des fluides sont des paramètres essentiels dans l'étude et la conception de la technologie de la thermo-transformation.

Une autre étude menée en 1993 par Iyoki et al. [73] est consacrée à l'analyse théorique de la performance de systèmes binaires et ternaires, pour les machines frigorifiques à absorption, les pompes à chaleur à absorption et les transformateurs de chaleur à absorption, en utilisant les enthalpies à plusieurs températures, pressions et concentrations d'absorbant. Les résultats de comparaison des différents systèmes binaires et ternaires à la base de bromure de lithium utilisant le méthanol comme réfrigérant (bromure de lithium/ méthanol; bromure de zinc/ méthanol; bromure de lithium –chlorure de zinc/ méthanol; iodure de lithium-bromure de zinc/ méthanol; bromure de lithium-bromure de zinc/ méthanol; bromure de lithium -éthylène glycol/ méthanol et iodure de lithium/éthanol) montrent que le bromure de lithium/ méthanol est adapté pour les machines frigorifiques à absorption. Par ailleurs, les couples : iodure de lithium-bromure de zinc/ méthanol ; bromure de lithium-bromure de zinc/ méthanol et le bromure de lithium/ méthanol, sont adaptés pour les pompes à chaleur à absorption, la solution de bromure de lithium-bromure de zinc/ méthanol est présentée comme étant adaptée aux transformateurs thermiques à absorption.

Une étude similaire a été effectuée par la même équipe qui propose l'utilisation d'une nouvelle solution à la base de bromure de lithium avec de nouveaux additifs inorganiques (bromure de lithium-Nitrate de lithium/eau). Cette même étude a permis de déterminer les propriétés physiques (la densité, viscosité, solubilité, la tension de surface et pression de vapeur) et les propriétés thermiques (capacité calorifique massique et chaleur de mélange) pour la solution proposée. Les auteurs ont conclu que les propriétés thermodynamiques de ce mélange présentent les meilleures caractéristiques pour les cycles de la thermo-transformation [74].

Un autre fluide à base de LiBr a été proposé par Bourouis et al. [75] utilisé comme fluide actif dans un transformateur thermique et comparé avec le couple LiBr/ H₂O. Il s'agit d'un mélange de sels (LiBr+LiI+LiNO₃+ LiCl) utilisant l'eau comme fluide frigorigène. La comparaison a permis de

prouver qu'avec ce nouveau mélange on obtiendrait une meilleure performance par rapport au LiBr/H₂O. L'analyse des résultats montre aussi que ce mélange de sels présente une plus grande solubilité par rapport au fluide conventionnel qui est moins corrosif. Un autre avantage de ce mélange est que la température de cristallisation est de 30°C qui est inférieure à celle du LiBr.

Dans le même contexte et dans le but d'améliorer les propriétés du couple H₂O/LiBr, des additifs organiques ont été ajoutés à la solution.. Une telle étude a été menée par Revera et Cerezo [76]. Elle supposait l'amélioration des propriétés du transfert de masse et de chaleur par l'addition des sels organiques. L'étude expérimentale de l'utilisation de 1-acétone et 2-éthyl-1 hexanol comme additifs dans la solution de H₂O/LiBr exploité dans un thermo-transformateur à absorption montre que, pour les mêmes conditions de fonctionnement adoptées pour le fluide conventionnel (H₂O/LiBr), l'ajout de 400 ppm de 2-éthyl-1 hexanol à la solution de H₂O/LiBr conduit à une augmentation de 5°C de la température au niveau de l'absorbeur et une croissance de 40 % du COP.. La même équipe a montré que ce fluide présente un inconvénient majeur caractérisé par le risque de cristallisation lié aux concentrations élevées du bromure de lithium (LiBr) [77].

Rivera et al. [78,79] ont proposé une nouvelle solution (eau/carrol) à la base de LiBr, en ajoutant du sel organique éthylène glycol [CH₂OH]₂ avec un rapport (ou ratio) massique (1:4.5), utilisant l'eau comme fluide frigorigène. Ils ont effectué une étude comparative du fonctionnement du thermo transformateur à simple effet avec le nouveau couple proposé et le couple conventionnel LiBr/H₂O en calculant le débit, la croissance de température, la concentration des solutions et la performance. Les résultats de cette étude montrent que la solution proposée permet d'atteindre une croissance de température maximale de l'ordre de 52°C contre 45°C pour le fluide conventionnel. Ainsi, le mélange (carrol/eau) permet d'atteindre des COP supérieurs par rapport au couple LiBr-H₂O. Un autre avantage de ce mélange est qu'il permet d'améliorer la solubilité du réfrigérant ce qui réduit le risque de cristallisation.

La même solution (carrol/eau) a été utilisée dans un transformateur thermique à double effet [15]. La simulation a permis de prouver que cette solution présente les meilleures performances et une croissance de température supérieure par rapport au fluide conventionnel.

Une seconde direction consacrée à la recherche des nouveaux fluides alternatifs et adéquats aux fluides conventionnels permet de faire fonctionner des transformateurs thermiques à haute température. Plusieurs travaux de recherche pour les systèmes de transformateurs thermiques à absorption ont été réalisés avec la modification de l'absorbant en adoptants les différents sels dans l'objectif d'améliorer l'efficacité des cycles.

Il convient de rappeler le travail de Barragán et al, qui ont mené une série d'études expérimentales pour tester les couples binaires $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ [80], $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$ [81] et $\text{MgCl}_2/\text{H}_2\text{O}$ [82]. Il en est de même pour les fluides ternaires tels que le chlorure de calcium- chlorure de zinc avec de l'eau ($\text{CaCl}_2\text{-ZnCl}_2/\text{H}_2\text{O}$) et le chlorure de lithium- chlorure de zinc avec de l'eau ($\text{LiCl-ZnCl}_2/\text{H}_2\text{O}$) [83]. Les résultats de comparaison montrent que la faible élévation de température (saut thermique) est obtenue par le $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$ et le $\text{MgCl}_2/\text{H}_2\text{O}$ par rapport au $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ à cause de leurs faibles solubilités dans l'eau. Aussi, l'élévation de la température atteinte par les solutions ternaires est comparée à celle atteinte par les solutions binaires. Cette comparaison présente la valorisation la plus élevée atteinte par $\text{LiCl-ZnCl}_2/\text{H}_2\text{O}$ qui est de l'ordre de 37.5°C et qui est supérieure à celle du cycle équivalent de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ auparavant analysé. Les auteurs concluent aussi que l'addition de ZnCl_2 à la solution ternaire pourrait réduire la viscosité de la solution et éliminer le risque de cristallisation.

Ainsi, Barragán Reyes et al. [84] ont proposé la modélisation de la performance d'un thermo-transformateur à absorption à simple effet fonctionnant avec les couples actifs $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$. La modélisation a permis de prouver que l'élévation de la température maximale est obtenue par le transformateur thermique à cycle de $\text{LiCl-H}_2\text{O}$ mais avec un COP inférieur à celui du transformateur thermique à simple effet utilisant le couple $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$.

Récemment, Parham et al. [85] ont testé la performance d'un transformateur thermique à absorption utilisant le $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ comme fluide de travail et l'ont comparé avec le $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. L'étude avait pour objectif de mettre en évidence l'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance la température de génération, la concentration des solutions et le débit. Les résultats obtenus montrent que pour des conditions de fonctionnement optimales, le coefficient de performance du cycle fonctionnant avec le couple $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ est d'environ 1,5-2% plus élevé à celui fonctionnant avec le couple $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$.

Zhuo et Machielsen [86] ont proposé un nouvel absorbant : alkitate avec l'eau comme fluide frigorigène pour les différents types de transformateurs thermiques ; les cycles comparés sont des cycles à simple étage, double effet et triple effet. L'alkitate est un mélange de sels de nitrate de métal alcalin et d'eau. Cette étude est menée essentiellement pour répondre aux problèmes de températures et de faible élévation de température du couple dominant bromure de lithium /eau. Pour les mêmes conditions de fonctionnement, l'analyse des résultats montre que les COP pour les deux couples utilisées sont comparables, voir supérieures pour l'alkitate. De plus, l'alkitate permet de travailler à des températures supérieures à 260°C , cependant ce dernier présente l'inconvénient de ne pas pouvoir travailler à des températures de condensation du réfrigérant (eau) inférieures à 50°C . Il apparaît donc qu'il s'agit d'une solution qui permet de travailler à haute température, ce qui était impossible à réaliser avec le couple bromure de lithium/eau du fait de son caractère corrosif.

Rivera et Romero [87] ont présenté des tableaux des combinaisons possibles de températures et des concentrations de fonctionnement pour un transformateur thermique à absorption utilisant un mélange ternaire d'hydroxydes à base de sodium, potassium et de césium (NaOH, KOH, CsOH) avec les rapports massiques respectives (0.4:0.36:0.24).

Sencan et al. [20] ont utilisé le même mélange ternaire d'hydroxydes pour modéliser la performance d'un transformateur thermique destiné à valoriser les bassins solaires. Aussi ce mélange ternaire d'hydroxydes a été étudié par Romero et al. [88]. La modélisation thermodynamique d'un dispositif expérimental d'un thermo-transformateur à absorption à triple effet a permis de prouver qu'avec ce nouveau mélange on obtiendrait une élévation de température (valorisation) de 72 °C avec un COP de l'ordre de 0.32.

Srinivas et al. [89] ont suggéré la comparaison de nombreuses combinaisons basées sur les sels comme absorbant et l'eau comme réfrigérant pour un système de la thermo-transformation dans un procédé de distillation de l'eau de mer. Les différents mélanges utilisés étaient les suivants: [LiBr/H₂O] ; [LiI/H₂O] ; [LiCl/H₂O] ; [LiBr+LiI/H₂O(4:1)] ; [LiCl+LiNO₃/H₂O (2.8:1)] ; [LiBr+LiNO₃/H₂O(4:1)] ; [LiBr+ZnBr₂/H₂O(2:1)] ; [LiBr+LiI+C₂H₆O₂/H₂O(3:1:1)] ; [H₂O/LiBr+LiCl+ZnCl₂(3:1:4)] ; [LiBr+ZnCl₂+CaBr₂/H₂O(1:1:0.13)] ; [LiBr+ZnBr₂+LiCl₂/H₂O(1:1.8:0.26)] ; [LiNO₃+KNO₃+NaNO₃/H₂O(53:28:19wt)] ; [LiCl+CaCl₂+Zn(NO₃)₂/H₂O(4.2:2.7:1)] ; [LiBr+LiNO₃+LiI+LiCl/H₂O (5:1:1:2)]. Les résultats de cette investigation montrent que la meilleure performance a été obtenue par le mélange [LiCl+LiNO₃/H₂O] et qui est de l'ordre de 0.56. Tandis que la production la plus élevée d'eau distillée enregistrée par [LiCl+CaCl₂+Zn(NO₃)₂/H₂O] est de l'ordre de 16m³ / h.

D'autres fluides ont été développés pour améliorer la performance du cycle de la thermo-transformation, en modifiant le fluide frigorigène. En général, c'est le TFE (2,2,2 trifluoroéthanol) qui a été testé par plusieurs chercheurs en raison de ses propriétés (haute stabilité thermique, une courbe de pression de vapeur plate,...)[61].

Zhuo et Machielsen [90] ont testé la performance du TFE avec le pyrrolidone PYR pour un transformateur thermique à absorption et l'ont comparé avec le LiBr/ H₂O ; la comparaison a permis de prouver qu'avec le H₂O/LiBr on obtiendrait une augmentation de 20 % du COP et de la chaleur utile qu'avec le nouveau mélange TFE/PYR. Cependant le LiBr/ H₂O est corrosif, ce qui limite le fonctionnement à des températures supérieures à 150°C, tandis que le mélange alternatif pourrait fonctionner à des températures supérieures à 200°C.

Genssle et Stephan [91] ont testé la performance du même fluide frigorigène (TFE) avec un autre absorbant organique. Il s'agit du tétraéthylène glycol diméthylether (TEGDME correspond au E181) pour un transformateur thermique à simple effet et l'ont comparé avec les couples conventionnels comme le LiBr/ H₂O et le NH₃/ H₂O. Les résultats de comparaison montrent que le couple TFE/E181 a une pression de fonctionnement plus basse et un COP de 1.05 à 1.1 fois supérieur au couple NH₃/ H₂O. Cependant le couple LiBr/ H₂O permet d'atteindre un COP de 15 à 20% supérieur à celui du couple TFE/E181.

Une étude similaire a été effectuée par Zhao et al. [92,93] pour évaluer la performance de ce mélange organique (TFE/E181) pour un transformateur de chaleur à absorption à double effet. Les résultats ont montré que, lorsque la température au niveau du générateur excède les 100°C et l'élévation de la température égale à 30°C, le COP du système atteint les 0.58 contre 0.48 dans le cas du cycle à simple effet. Cependant, cette augmentation est encore inférieure aux performances d'un transformateur thermique à double effet utilisant le couple LiBr/ H₂O qui affiche un COP égal à 0.64. Les auteurs ont conclu également que ce couple est stable à des températures supérieures à 250 °C ce qui permet de valoriser l'énergie thermique à des températures élevées.

Une autre étude menée par Shinning et al. [68] pour tester le TFE avec un autre absorbant organique NMP (N-méthyl-2-pyrrolidone). L'analyse de performance révèle que le COP obtenu est compris entre 0.17 et 0.21. Cette combinaison proposée est intéressante également du fait de l'absence du phénomène de cristallisation, d'avoir une pression de fonctionnement basse, un point de congélation du fluide frigorigène bas, ainsi qu'une bonne stabilité des mélanges à haute température. Toutefois, son inconvénient est la nécessité de l'utilisation d'un rectificateur.

Yin et al. [61] ont comparé les performances de ces différents fluides organiques [NMP(N-méthyl-2-pyrrolidone)/TFE (2,2,2-tri-fluoroéthanol) ; E181(diméthylethertetra-éthylénerglycol)/TFE (2,2,2-tri-fluoroéthanol) ; PYR(2-pyrrolidone)/TFE (2,2,2-tri-fluoroéthanol)] avec le fluide classique LiBr/ H₂O. Les résultats indiquent que le COP le plus élevé est atteint avec le couple LiBr/H₂O, mais l'élévation de température est basse tandis que les trois autres fluides présentent des performances de fonctionnement similaires. Les auteurs ont conclu que le couple LiBr/H₂O est adapté pour les basses températures et offre une possibilité de valorisation thermique assez limitée. Toutefois, les trois autres couples sont plutôt adaptés aux hautes températures jusqu'à 200°C.

Wang et al. [94] ont étudié la possibilité de combiner un cycle de transformateur thermique fonctionnant avec le couple LiBr/ H₂O à basse température avec un autre transformateur thermique fonctionnant avec le couple NMP/TFE à haute température et deux autres transformateurs bi-étagés similaires. Le premier utilise uniquement le couple LiBr/H₂O et le second utilise uniquement le couple

TFE/NMP. Cette superposition de cycles utilisant deux fluides différents permet d'obtenir une chaleur utile de température plus importante de l'ordre de 90°C au niveau de l'absorbeur du second étage par rapport au transformateur thermique bi-étagé utilisant uniquement le couple LiBr/ H₂O. Cette combinaison permet aussi d'obtenir les mêmes niveaux de température pour le transformateur bi-étagé utilisant uniquement le couple NMP/TFE, mais avec un COP supérieur (0.25). Toutefois, le COP le plus élevé (0.3) est obtenu par le transformateur bi-étagé utilisant uniquement le couple LiBr/ H₂O.

D'autres nouveaux mélanges basés sur les fluorocarbones comme réfrigérant et des absorbants organiques ont été proposés. En général, il s'agit des réfrigérants : R21(dichlorofluométhane), le R22 (monochlorodifluométhane, CHClF₂) et le R134a (1,1,1,2 tétrafluoroéthane, CH₂FCF₃) testés avec les absorbants organiques suivants : diméthyl formamide (DMF) ; diméthylether tétraéthylène glycol (DMETEG) ; diméthyl acétamide (DMA) ; N-méthyl-2- pyrrolidone (NMP) ; diméthylether diéthylène glycol (DMEDEG) ; diméthylether triéthylène glycol (DMETrEG).

Une étude similaire a été menée par George et Murthy. [95] axée sur la performance d'un transformateur thermique fonctionnant avec le DMF/R21 et le DMETEG/R21. Les résultats montrent que le couple DMF/TFE présente des performances supérieures au couple R21/ DMETEG. Il permet d'atteindre un COP de 0,45 à 0,498 supérieur à celui de DMETEG/R21 qui atteint un COP de 0,41 à 0,442 une efficacité (un rendement) du transfert de masse dans l'absorbeur qui varie entre 0,3 et 0,9. Les mêmes auteurs ont constaté que la variation de l'efficacité du transfert de masse au niveau du générateur de 0,3 à 0,9, permet d'augmenter le COP du cycle utilisant le DMF/R21 de 0,445 à 0,479 et le COP du cycle utilisant le DMETEG/R21 de 0,391 à 0,425 [96]. Ils ont constaté également que les performances du cycle utilisant le DMF/R21 passe de 0,417 à 0,509 contre 0,405 0.446 pour le cycle utilisant le DMETEG/R21 pour une efficacité du transfert de masse qui varie de 0,3 à 0,9 au niveau de l'échangeur de chaleur [97].

Une étude comparative des performances d'un thermo-transformateur à simple étage utilisant les différents couples de fluides LiBr/ H₂O, DMF/R21, DMF/R22 et DMETEG/R22 a été effectué par Kriplani et al. [56]. Pour les mêmes conditions de travail, les meilleures performances présentées par DMF/R21 avec un COP compris entre 0,48 et 0,60 contre un COP de 0,48 et 0,53 pour le cycle utilisant le LiBr/H₂O. Toutefois, les performances les plus basses sont obtenues par le couple DMF/R22 (comprises entre 0,35 et 0,44).

Pour le réfrigérant R22, une étude a été menée par Fatouh et Murthy [98] pour tester cette combinaison avec les six absorbants suivants : diméthylformamide (DMF), acétamide diméthyl (DMA), méthyl-2-pyrrolidone (NMP), diméthyléther diéthylène glycol (DMEDEG), diméthyléther tétraéthylène glycol (DMETEG) et le diméthyléther triéthylène glycol (DMETrEG) pour un

transformateur thermique. Les résultats indiquent que les meilleures performances ont été obtenues par les transformateurs de chaleur utilisant les couples DMA/R22 et le DMF/R22. Le coefficient de performance maximal atteint avoisine les 0,4 pour une élévation de température maximale et des taux de circulation faibles. Les auteurs ont conclu également que le DMA et le NMP étaient des solvants préférables pour le R22.

Zehioua et al. ont testé sur un transformateur de chaleur à absorption le fluide frigorigène R134a avec les absorbants organiques suivants : DMF[99] , DMEDEG et DMETrEG [100]. Ces études ont été menées essentiellement pour pouvoir choisir le fluide frigorigène présentant des propriétés frigorifiques favorables et une meilleure performance par rapport à celle des fluides frigorigènes existant. L'analyse thermodynamique basée sur la fonction d'excès de Gibbs a été effectuée pour étudier le comportement des différents couples considérés. Les résultats de modélisation de l'équilibre liquide-vapeur des couples expérimentés (DMF/ R134a, DMEDEG/ R134a et DMETrEG/ R134a) favorisent le modèle basé sur l'utilisation de l'équation d'état de Peng-Robinson combinée avec la fonction alpha de Mathias – Copeman, les règles de mélanges de Huron Vidal (HV et MHV1) et le modèle d'activité Non Random Two Liquids (NRTL) qui permet d'avoir une meilleure prédiction de la solubilité. Les auteurs ont conclu également que l'effet de ce comportement se reflète directement sur le calcul d'enthalpie, qui est une propriété clef pour l'évaluation des performances des cycles à absorption. Par conséquent, les couples considérés dans l'étude mentionnée ont montré de bonnes performances par rapport aux couples conventionnels.

D'autres couples de fluides ont été proposés par Tyagi et al. [101] tels que l'ammoniac/1,4 butaneidol ; ammoniac/2, 3butaneidol ; ammoniac/triéthylenglycol diméthylque éther (TEG-DME) et le dioxyde de soufre /diméthylacétamide (SO₂/DMA) pour étudier les performances théoriques d'un transformateur de chaleur à absorption. Les résultats de cette étude montrent que pour les conditions suivantes la température de la source de chaleur égale à 60°C, la température du condenseur égale à 30°C et le $\Delta X = 16\%$, le COP atteint les valeurs de 0.593, 0.541, 0.503, 0.498 et 0.487 respectivement pour les mélanges NH₃/H₂O, SO₂/DMA, NH₃/1,4 butadeinol, NH₃/2,3 butadeinol et NH₃/TEG-DME.

La quête de nouveaux fluides de travail plus performants occupe une bonne partie des travaux de recherche au cours des deux dernières décennies. L'utilisation des mélanges binaires constitués d'un liquide ionique et un solvant semble être prometteuse pour le remplacement des fluides de travail conventionnels [102-105]. Les liquides ioniques sont des sels liquides qui se différencient de l'ensemble des sels fondus classiques par une température de fusion inférieure à 100°C. La plupart de ses sels sont liquides à la température ambiante [106].

Dans ce contexte, on y retrouve dans la littérature un nombre important d'articles consacrés à l'étude thermodynamique des propriétés thermo physiques des différentes combinaisons d'eau et de liquides ioniques [107, 108, 109-113]. Ces études mettent aussi en évidence les performances des cycles d'adsorption fonctionnant avec les nouveaux couples combinés.

Ainsi He et al. [109] ont recommandé l'utilisation de ce liquide ionique 1,3-diméthylimidazolium diméthylphosphate ([MMIM][DMP]) avec les différents réfrigérant eau, éthanol et le méthanol comme fluides dans les cycles d'absorption. L'analyse des performances de cette proposition montre que ces solutions binaires sont bien adaptées pour les cycles de la thermo-transformation à absorption en raison de leurs meilleures caractéristiques.

Pour le couple ([MMIM][DMP]/ H₂O) une étude similaire a été menée par Zhang et Hu [102] pour simuler la performance d'un transformateur thermique à absorption. Cette étude comprend aussi une comparaison du fonctionnement du cycle à absorption avec le couple en question avec deux autres couples différents, le LiBr/ H₂O et le E181/TFE. Les auteurs concluent que pour les différentes températures consignées égales à 90°C, 90°C, 35°C et 130°C respectivement au niveau du générateur, de l'évaporateur, du condenseur et de l'absorbeur les couples ([MMIM][DMP]/H₂O et le LiBr/H₂O) affichent un COP égal à 0,481 et 0,494 respectivement contre 0,458 pour le couple E181/TFE . Toutefois, le couple [MMIM][DMP]/ H₂O semble avoir de meilleures caractéristiques en comparaison avec les autres couples, à savoir : une pression de vapeur négligeable, absence de cristallisation et enfin une tendance à la corrosion plus faible envers les matériaux de fer – acier.

Ayou et al. [114] ont testé deux liquides ioniques ; le tétrafluoroborate de 1-éthyl-3-méthylimidazolium ([emim][BF₄]) et le tétrafluoroborate de 1-butyl-3-méthylimidazolium ([bmim][BF₄]) comme absorbants et le 2,2,2 trifluoéthanol (TFE) comme réfrigérant dans deux différentes configurations de transformateurs thermiques. Les cycles étudiés sont des cycles à simple étage et à double étage. Cette étude est menée essentiellement pour évaluer la performance de ces nouveaux fluides de travail et sa comparaison avec celle du fluide classique LiBr/H₂O et du fluide organique TEGDME/TFE. Les résultats obtenus montrent que les fluides de travail basés sur les liquides ioniques sont des candidats alternatifs possibles aux solutions classiques. Ils permettent de remédier aux problèmes de corrosion, de température limite maximale et aussi au problème de cristallisation du bromure de lithium. Le couple de travail composé de liquide ionique permet d'obtenir une élévation de température (valorisation) plus élevée par rapport à celle obtenue par le fluide organique TEGDME/TFE.

Récemment, El-Shaimaa et al. [115] ont proposé deux mélange ioniques comme absorbants. Le premier est le 1, 3-diméthyl imidazolium méthylsulfate [DMIM] [MeSO₄], alors que le deuxième est 1-ethyl-3-methylimidazolium méthylsulfate [EMIM][MeSO₄]. Le fluide frigorigène dans les deux

mélanges proposés est l'eau. L'étude avait pour but d'évaluer les performances du thermo-transformateur à absorption en mesurant expérimentalement les propriétés thermodynamiques (équilibres liquide-vapeur, capacité calorifique, densité et les enthalpies d'excès). L'ensemble des résultats expérimentaux ont été corrélés à l'aide de modèles adaptés. La simulation a permis de prouver qu'avec ces systèmes binaires contenant de l'alkylsulfate on obtiendrait des meilleures conditions de fonctionnement. Les auteurs concluent également que ces combinaisons sont présentées comme étant adaptées aux transformateurs thermiques. Toutefois, les performances en termes de COP de ces nouveaux fluides restent légèrement inférieures à celles enregistrées par le fluide conventionnel LiBr/H₂O.

En effet, les limitations techniques et environnementales liées aux propriétés des différents couples des fluides de travail proposés et examinés montrent qu'aucun couple n'a été identifié en tant que seul et unique option pour améliorer les performances dans les cycles de la thermo-transformation à absorption. Dans ce contexte, plusieurs études ont entraîné la recherche d'autres solutions afin de remédier aux problèmes cités auparavant. Parham et al. [116] ont démontré que certaines modifications de la configuration de base du cycle d'un thermo-transformateur pourraient réduire le risque de cristallisation.

Le cycle d'un transformateur thermique à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité. Il peut augmenter d'environ 50 % de la température de la chaleur résiduelle avec une élévation de température de ~ 50°C [117] et une possibilité d'atteindre des performances de l'ordre de 0,5 pour un cycle conventionnel à simple effet utilisant la combinaison LiBr/H₂O [49].

Le principe de base d'un transformateur thermique à simple effet ou mono-étagé a été décrit précédemment dans de nombreuses publications [1-4]. En général, ce cycle est constitué d'un générateur, d'un absorbeur, d'un évaporateur et d'un condenseur. Deux niveaux de pression sont présents : un haut niveau pour l'absorbeur et l'évaporateur et un bas niveau pour le générateur et le condenseur. Les espaces des deux niveaux communiquent à travers un détendeur et une pompe de circulation [118]. Un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe le mélange en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom «échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le COP. L'évaporateur et le désorbeur prélèvent de la chaleur d'une source de chaleur de bas potentiel à température intermédiaire pour obtenir des flux énergétiques de niveau beaucoup plus élevé au niveau de l'absorbeur [119].

En effet, la nécessité de pouvoir faire fonctionner des transformateurs thermiques à haute température pour avoir une valorisation élevée qui donne la possibilité d'atteindre des performances supérieures à

celles du cycle conventionnel à simple effet a entraîné l'apparition de nouvelles différentes configurations de cycles de la thermo-transformation.

Selon ce contexte, Zebbar et al. [118] ont discuté l'utilisation d'une cascade de thermo-transformateur par la communication de plusieurs transformateurs thermiques du même ou de différentes types qui permet d'augmenter le COP et le rendement thermodynamique.

À cet égard, deux terminologies différentes ont été rapportées dans la littérature. D'une part le terme multi-étage (double étage et triple étage...) qui indique le nombre de fois que la chaleur introduite à la source chaude, et d'autre part, le terme multi-effet (double effet, triple effet...) ou absorption qui indique le nombre de niveaux de pression.

Selon la première terminologie, les transformateurs de chaleur à absorption à double étage se composent essentiellement de deux transformateurs de chaleur à simple étage. Cette configuration permet d'obtenir des élévations de température de l'ordre de 80 °C avec un COP situé autour de 0,36 [40], et peut être couplé de trois façons différentes. La première (TTADe de type I) consiste à connecter l'absorbeur du premier étage à l'évaporateur du deuxième étage, donc la chaleur livrée par l'absorbeur permet l'évaporation du fluide de travail dans le second étage. Cette façon présente une simplicité concernant la technique de réalisation et une élévation de température maximale par rapport aux autres configurations [15, 39, 88, 120-122]. La deuxième façon consiste à coupler l'absorbeur de premier étage au générateur de second étage, ceci permet d'atteindre un COP élevé mais une élévation de température plus basse. La troisième voie consiste à répartir la chaleur délivrée par l'absorbeur du premier étage entre le générateur et l'évaporateur du second étage. Cette combinaison permet d'obtenir une élévation de température maximale mais avec un faible COP, ce qui est intéressant uniquement dans les cas où la source thermique est très basse et/ou les besoins d'élévation de température sont trop importants [123]. Cependant, ce cycle a tendance à devenir très complexe et nécessite un appareillage spécial ce qui augmente le coût d'investissement [124].

Romero et al. [88] ont modélisé la performance d'un transformateur thermique à double étage expérimental, utilisant un mélange ternaire d'hydroxydes basé sur les sels de sodium, potassium et de césium comme des fluides de travail. Les résultats obtenus montrent qu'il est possible d'atteindre une élévation de température de l'ordre de 72°C avec un COP de 0,32 contre 0,5 pour un cycle à simple étage et une légère élévation de température.

Ji et Ishida [122] ont étudié un système de la thermo-transformation à double étage du type I où l'absorbeur et le générateur ont été particulièrement conçus avec deux ou plusieurs compartiments intérieurs. L'analyse des performances indique une amélioration de l'élévation de la température de

10,7 °C et l'efficacité exergetique de 48,14 % à 54,95 %. Toutefois le coefficient de performance est descendu de 0,314 à 0,293 en raison de cette modification.

Une étude comparative des performances d'un transformateur thermique à deux étages dont le premier fonctionnait avec le couple LiBr/H₂O et le second avec le couple TFE/NMP a été réalisé par Wang et al. [94]. Les résultats de cette comparaison montrent que la superposition du cycle utilisant uniquement le LiBr/H₂O permet d'obtenir un COP de 0.3 avec une élévation de température de l'ordre de 80°C, tandis que les mêmes élévations de température sont obtenus par les transformateurs bi-étages utilisant uniquement le couple TFE/NMP, mais avec un COP élevé. Cependant le COP et l'élévation de la température obtenus par la combinaison utilisant deux fluides différents sont respectivement 0.25 et 90°C. La même superposition a été analysée avec d'autres fluides de travail par Zhuo et Machielsen [65], Iyoki et Uemura [70] et Best et al. [125].

Selon la deuxième terminologie, le transformateur thermique à double absorption est très similaire à un transformateur de chaleur à un seul étage, avec la seule différence qu'il inclut un absorbeur-évaporateur supplémentaire. Cette configuration consiste à effectuer un soutirage du fluide frigorigène à la sortie du condenseur et un soutirage à la sortie de l'absorbeur. Les pressions de ces deux fluides sont alors élevées et abaissés à une pression intermédiaire afin de faire fonctionner un second absorbeur. L'énergie dégagée par cet absorbeur est utilisée afin d'évaporer la fluide haute pression issue du condenseur [126].

Rivera et al. [121] ont effectué une analyse de la performance d'un thermo-transformateur à absorption à double absorption de type I fonctionnant avec le couple LiBr/H₂O, utilisant une partie de la solution diluée de l'absorbeur de haute température comme solution concentrée pour l'absorbeur de basse température. Les résultats des performances obtenues sont comparés avec ceux du cycle à un seul et à double étage examiné précédemment. Pour les mêmes conditions de fonctionnement, les résultats montrent que les transformateurs thermiques à double étage ainsi que les transformateurs thermiques à double absorption (TTDA de type I) présentent des performances et un saut thermique similaires. Tandis que la meilleure performance atteinte avec un transformateur thermique à simple étage, mais avec un saut thermique inférieur à ceux des cycles comparés. Les auteurs ont conclu également que les transformateurs de chaleur mono-étage étaient les plus simples et les plus efficaces que les cycles à double étage ou à double absorption qui étaient en général moins efficaces et techniquement plus complexes.

Le même cycle a été étudié par Martinez et Rivera [40] en utilisant la première et la seconde loi de la thermodynamique. Les auteurs ont conclu que ce système pourrait générer une élévation de température de l'ordre de 74 ° C. En outre, ils ont estimé que l'irréversibilité thermodynamique la plus

élevée, qui était d'environ 40 % de la destruction totale d'exergie est présentée par le générateur. Les résultats aussi ont montré que les rendements selon la première et la seconde loi dépendent forcément des différentes températures du cycle, du taux de circulation et de l'efficacité de l'échangeur de chaleur (économiseur).

Dans une autre étude, Barragán Reyes et al. [84] ont présenté la modélisation thermodynamique d'un transformateur thermique à double absorption de type I utilisant la solution $\text{CaCl}_2 - \text{H}_2\text{O}$ comme fluide actif. Les résultats de cette étude montrent que lorsque la température au niveau de l'absorbeur est située entre 80°C et 120°C , l'élévation de température pouvant être enregistrée est égale à $35 - 40^\circ\text{C}$.

Zhao et al. [17] décrivent la possibilité de modifier légèrement la configuration proposée par [121] (TTDA type I) sous le nom d'un transformateur thermique de type II, en faisant un soutirage au niveau de l'entrée de l'absorbeur haute température et non au niveau de la sortie dans laquelle l'absorbeur-évaporateur et absorbeur obtiennent leur solution concentrée directement de l'entrée de l'absorbeur de haute température, ce qui permettra d'avoir une température dans l'absorbeur basse température plus haute (une augmentation de l'élévation de température de 5 à 10°C), tandis que le COP se verra diminuer légèrement de $0,01$ par rapport au cycle conventionnel étudié auparavant.

Une configuration similaire de celle proposée par Zhao et al. [17] a été examinée récemment par Wang et al. [27], dans laquelle l'absorbeur-évaporateur et l'absorbeur obtiennent leur solution concentrée directement du générateur. La modélisation thermodynamique basée sur la première loi de la thermodynamique a été développée pour étudier la performance de cette configuration. Les résultats de simulation montrent que pour les conditions de fonctionnement de températures adoptées égales à 130 , 80 , 80 , 105 et 30 au niveau de l'absorbeur, de l'évaporateur, du générateur, de l'absorbeur-évaporateur et du condenseur respectivement, le COP le plus élevé atteint la valeur de 0.332 .

Une autre étude a été menée par Mostofizadeh et al. [12] qui décrivent la performance d'une autre configuration différente d'un transformateur thermique à double absorption (appelé TTDA type III) fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau, dans laquelle toute la quantité de la solution diluée provenant de l'absorbeur de haute température est renvoyée vers l'absorbeur de basse température comme solution concentrée. Par la suite, la solution diluée obtenue à la sortie de l'absorbeur de basse température est renvoyée directement vers le générateur. Il s'agit d'un cycle composé d'un échangeur de chaleur supplémentaire. Ceci présente l'avantage d'avoir une absorption d'une partie du réfrigérant à haute pression ce qui entraîne une augmentation de la température de la production thermique.

Une étude comparative entre ces différentes configurations ont été proposées par les différents auteurs [12 17 et 121]. Les résultats indiquent que la troisième configuration, c'est-à-dire celle décrite par Mostofizadeh et al. présente la meilleure performance dans la mesure où elle permet d'obtenir des élévations de température de l'ordre de 60 °C à 100 °C avec un COP maximal situé autour de 0.32.

Selon le même contexte, Horuz et Kurt [127] avaient simulé une application industrielle de deux différentes configurations de transformateurs de chaleur à double absorption (Types II et III) dans une entreprise de textile pour l'obtention de l'eau chaude. Les configurations ont été comparées avec un transformateur de chaleur à absorption composé d'un seul étage.

Une autre version de transformateur de chaleur à double absorption a été proposée pour l'obtention d'une plus grande efficacité du système sous le nom d'un transformateur de chaleur à double effet. Dans cette composition deux générateurs sont utilisés au lieu de deux absorbeurs à deux différents niveaux de pression.

Zhao et al. [93] ont démontré que l'utilisation d'un transformateur de chaleur à double effet permet d'obtenir des performances supérieures d'environ 20%, mais avec une faible élévation de température de l'ordre de 30°C en comparaison avec un transformateur de chaleur à simple effet. Les auteurs ont conclu que le cycle à double effet est bien adapté dans les cas où la température de la source thermique est élevée et où les besoins d'élévation de température ne sont pas trop importants.

Gomri [128] a étudié numériquement le potentiel d'un transformateur thermique à simple et à double effet utilisé pour purifier l'eau de mer en utilisant les propriétés thermodynamiques de la solution aqueuse de bromure de lithium. Les résultats de la simulation ont permis de comparer les performances des deux cycles proposés et d'étudier l'influence de la température de la source chaude et de la température de la source valorisée (la température de l'absorbeur) sur les efficacités énergétique et exergetique et sur la production d'eau douce par les deux systèmes. Les auteurs ont conclu que pour une température de la source chaude donnée, la plage de température de fonctionnement de l'absorbeur du cycle à simple effet est plus large que celle du cycle à double effet.

Une autre étude comparative a été effectuée récemment par Ma et al. [129]. Elle se penche sur des thermo transformateurs à simple étage, à double absorption et à double effet destinés pour valoriser des températures ultra basses allant de 40 à 60 °C. Les résultats de l'analyse sont comparés pour le coefficient de performance et de l'élévation de la température. Il y a lieu de noter que la meilleure performance est obtenue par le TTA à simple étage avec un COP à 0,471 ~ 0,475 et une élévation de température de 17,1 ~ 34,7 °C. Pour les cycles à double absorption, la meilleure performance de l'ordre de 0.3, est atteinte par la configuration du TTA de type III. L'élévation de température

enregistrée dans ce cas est dans la plage de $31,8 \sim 68,6$ °C. Tandis que le COP le plus élevé de l'ordre de 0.65 est atteint avec un transformateur thermique à double effet, mais avec une baisse de l'élévation de température par rapport à celle enregistrée par le TTA à simple étage et à double absorption. Les auteurs ont conclu que l'utilisation d'un cycle à double effet n'est pas recommandée pour la valorisation de la chaleur résiduelle d'ultra basse qualité.

Afin d'améliorer la performance et la valorisation (le saut thermique) des cycles de la thermo-transformation, il est possible d'utiliser des cycles à plusieurs étages d'absorption. Selon [130], les cycles à simple et à double étages permettent d'atteindre une valorisation (élévation de température) d'environ 50°C et 80°C respectivement. Cependant, l'obtention de quantités de chaleur importantes et à des températures élevées à partir des sources de chaleur à hautes températures (applications industrielles) supérieure à 200 °C ne suffit pas avec les transformateurs thermiques à simple et à deux étages. Dans des situations pareilles, il serait véritablement possible d'obtenir des quantités de chaleur importantes et à des températures élevées avec l'effet de multiplicité des étages. Ce dernier sous-entend l'utilisation du cycle de transformateur thermique à triple étages d'absorption ou à absorption triple. Selon Donnellan et al. [49] cette version est composée de 9 unités de base ; d'un condenseur, un générateur, un évaporateur, de deux absorbeur-évaporateurs, trois échangeurs de chaleur et un absorbeur.

Les mêmes auteurs ont effectué une analyse plus détaillée pour étudier la performance d'un cycle de la thermo-transformation à triple absorption en utilisant la première et la seconde loi de la thermodynamique. Cette étude permet d'identifier les points de fonctionnement optimal pour chaque variable dans le système suivi par l'effet de températures de fonctionnement sur la performance du cycle et leur optimisation [49].

Cette configuration fait partie de l'étude de Zhuo et Machielsen [65]. Les auteurs ont déduit que l'utilisation de ce cycle permet d'atteindre une élévation de température de l'ordre de 145°C tout en maintenant un COP à la valeur de 0.2. Il y a lieu aussi de citer le travail de Lee et Sherif [37] qui ont étudié les bases théoriques de la performance d'un transformateur thermique à triple étages d'absorption. Les résultats de cette étude montrent que cette configuration présente de faibles performances et efficacité exergetique contre une élévation de température supérieure à celle enregistrée par des TTA à un seul étage et à double étages.

Khamooshi et al. [26] ont développé un modèle mathématique qui utilise le software EES (engineering equation solver) pour estimer et optimiser les performances de la version modifiée d'un transformateur thermique à triple d'absorption standard fonctionnant avec le couple LiBr/H₂O. La modification susmentionnée concerne les trois échangeurs de chaleur réorganisés par Donnellan et al. [131]. La

meilleure performance obtenue est égale à 0.2491. L'effet de certains paramètres importants sur le rendement du cycle est mis en évidence dans cette étude.

Donnellan et al. [131] ont présenté six différentes configurations de transformateurs de chaleur à triple absorption utilisant le LiBr/H₂O comme fluide de travail, afin de déterminer le nombre optimal et les emplacements des échangeurs de chaleur interne au sein du cycle de base. Les résultats de la modélisation thermodynamique qui utilise la technique (heat exchange network) montrent que l'arrangement des échangeurs de chaleurs pour le cycle conventionnel est moins performant par rapport au nouveau arrangement qui affiche une augmentation de performance égale à 11.7%. Tandis que l'ajout d'un ou deux échangeurs de chaleur supplémentaires permet d'augmenter la performance de 16,4 % et 18,8 %, respectivement.

L'effet de multiplicité des étages a tendance à compliquer les installations et exige souvent l'utilisation de dispositifs spéciaux et donc un cout d'investissement élevé compte tenu des puissances mises en jeu et qui sont relativement petites de l'ordre de quelques kilowatts. Dans ce contexte, certains chercheurs se sont orientés vers l'étude des nouvelles solutions compte tenu des contraintes susmentionnées afin d'améliorer les performances de cycle de la thermo-transformation.

Selon Horuz et Kurt [24], il est possible de modifier légèrement la configuration du cycle de base de telle sorte que la source chaude se dirige vers l'évaporateur en premier, ensuite vers le générateur du transformateur de chaleur à absorption de type II, soit en installant un autre échangeur de chaleur au lieu de l'échangeur de solution pour préchauffer le liquide de refroidissement de l'absorbeur du transformateur de chaleur à absorption de type III, soit par l'introduction d'un autre échangeur de chaleur au sein de la configuration modifiée (TTA type III) introduit à l'entrée de l'évaporateur (TTA type IV). Les résultats de l'analyse montrent que ces trois nouvelles configurations réduisent la risque de la cristallisation du LiBr – H₂O utilisé comme fluide de travail et améliorent de 14,1 % la performance, de 158,5 % la capacité thermique de l'absorbeur et la de 3,59 % la production de l'eau chaude par rapport au système de base de transformateur thermique à absorption.

Une étude similaire a été effectuée par Parham et al. [132] dans laquelle une analyse de performance et optimisation de quatre différentes configurations utilisant le couple de travail LiBr/H₂O intégrées dans un système de dessalement. Plus encore, l'optimisation réalisée dans cette étude utilise le logiciel EES qui a permis de mettre en évidence l'effets des différents paramètres sur les performances des quatre configurations proposées et du système de dessalement. Selon les résultats de l'analyse et de l'optimisation, l'application des différentes modifications peut réduire le risque de la cristallisation du LiBr et par conséquent permet d'augmenter le coefficient de performance (COP) et la productivité du système de dessalement. Il est intéressant de noter que pour les mêmes conditions de fonctionnement

($T_C = 25\text{ °C}$, $T_E = 80\text{ °C}$ et $T_{U1} = 130\text{ °C}$), les performances obtenues sont égales à 0.4584, 0.4976 et 0,516 respectivement pour les configurations de type I, type II et type III contre 0.4876 obtenue par la configuration conventionnel.

Il existe d'autres cycles de thermo-transformateur à absorption qui ont été étudiés. Nous pouvons ainsi citer les cycles d'un transformateur de chaleur à absorption à multi-composants d'absorbeur/générateur et les cycles à éjection/absorption. Les cycles à multi-composants ont été proposés par Ishida et Ji [36,122] décrit en détail précédemment.

Scott et al. [133-135] ont mené une série d'études théoriques et expérimentales pour développer un cycle de transformateur de chaleur à absorption ouvert qui exploite les chaleurs sensible et latente de l'absorbeur et du générateur tous deux composés de plusieurs compartiments. Le COP le plus élevé atteint par ce système est de l'ordre de 0.495.

Shiming et al. [68] étudièrent la performance d'un nouveau cycle de transformation de chaleur à absorption avec auto-régénération dans lequel le compartiment le plus froid dans l'absorbeur est utilisé pour chauffer le compartiment le plus chaud de générateur.

En effet les cycles d'un transformateur de chaleur injecteur – absorption utilisant le LiBr – H₂O comme fluide actif furent proposés et rapportés par Shi et al. [123]. En général, il s'agit de cycles utilisant un éjecteur à l'entrée de l'absorbeur, ceci entraîne un meilleur mélange entre la solution concentrée provenant du générateur et la vapeur saturante issue de l'évaporateur tout en augmentant la pression de la vapeur saturante dans l'absorbeur par la chaleur de la solution concentrée entrante dans l'absorbeur. Les résultats de cette étude indiquent que, pour un taux de compression de 1.2, l'élévation de température peut augmenter de 5°C avec une diminution du COP de 0.4%. Les auteurs ont conclu que le cycle proposé présente la plus simple configuration comparé au cycle à double absorption et aux transformateurs de chaleur de deux étages.

Le même cycle utilisant le H₂O/NH₃ comme fluide de travail a été testé et comparé avec le cycle conventionnel par Sözen et al. [41-43]. Les résultats de la modélisation indiquent que pour les mêmes conditions de fonctionnement, le COP, l'efficacité exergétique et l'élévation de la température sont améliorés respectivement de 14%, 30% et 6°C. Cependant, le taux de circulation est 57% plus faible par rapport à sa valeur dans le cycle conventionnel sans éjecteur.

Une autre étude a été effectuée parallèlement par Niang et al. [136-138] et Alonso et al. [139-141] sur le nouveau cycle de thermo transformation connu sous l'appellation absorption – démixtion opérant avec un mélange partiellement miscible, dans lequel l'absorbeur est remplacé par une colonne de

rectification inverse. Son principe de fonctionnement est basé sur la séparation du mélange de travail en utilisant la démixtion (la décantation gravitaire) au lieu de la désorption, où la quantité d'énergie libérée lors de la condensation est rejetée vers un puits de niveau thermique plus élevé. Dans la configuration proposée par Niang et al. dont le mélange utilisé est partiellement miscible (C₃H₃OC)CHO/H₂O), la performance maximale est égale à 0.86.

Alonso [139] a conçu ensuite le premier transformateur de chaleur à absorption démixtion fonctionnant avec le mélange de travail n-heptane/N, N-diméthylformamide (DMF). Les résultats obtenus montrent que l'élévation de température maximale obtenue est de l'ordre de 8°C pour un COP compris entre 0,3 et 0,4.

Dans une autre étude, Alonso et al. [140,141] ont montré la faisabilité de cette machine par un test expérimental et une simulation de la même configuration avec d'autres mélanges n-heptane/ Furfural ; Cyclohexane/DMSO et le Méthylcyclohexane/ Furfural. Les performances enregistrées sont comprises entre 0.27 et 0.42 avec une élévation de température maximale avoisinant les 50°C.

Plus tard, cette configuration a été optimisée par Halima [142] dans sa thèse de 2010. Cet auteur a effectué une modification légère au niveau de ce thermo-transformateur à absorption démixtion en remplaçant le générateur par un simple décanteur. Le développement d'un outil de simulation numérique a été mis en évidence, dans lequel une identification des caractéristiques optimales propres au mélange de travail du thermo-transformateur à absorption démixtion permettant d'obtenir une valorisation (élévation de température) importante (au moins 30°C) pour une application industrielle. La recherche de nouveaux mélanges du travail a été également effectuée lors de cette étude. On notera une meilleure valorisation de l'ordre de 32°C pour le n-heptane/DMF, contre 21°C obtenue par le hexane/DMF. Cependant, les résultats du teste expérimental indique que, l'élévation de température maximale atteinte par la configuration modifiée est de l'ordre de 11°C pour un rendement thermique de 50%.

Quelques résultats d'intégration de transformateurs de chaleur à absorption dans les procédés industriels tels que la distillation dans les usines chimiques, l'évaporation et la récupération de la chaleur résiduelle des procédés industriels et le dessalement ou purification de l'eau qui sont rapportés dans plusieurs publications.

L'année 1981 marqua la conception du premier transformateur de chaleur à absorption, utilisant pour son fonctionnement une chaleur perdue à une température de 98°C pour la production de l'eau chaude à une température de 133°C, avec un COP et une puissance thermique produite avoisinant les 0,45 et 2354 KW respectivement [59].

Dans la même année, plusieurs transformateurs de chaleur à absorption avaient été mis en service, principalement au Japon [60].

L'année 1984 a vu l'installation du premier transformateur de chaleur à absorption industriel européen en Allemagne. Ce dernier pouvait transformer la chaleur perdue à une température de 100°C en une chaleur utile de 145°C avec une puissance thermique produite d'environ 1 MW [57].

L'année 1985 marqua l'apparition aux pays bas du premier transformateur de chaleur à absorption industriel mis en service avec une élévation de température de 45°C et une production de puissance thermique de 780KW à partir d'une source de chaleur de 100°C [143].

Eisa et al. [144] et Tufano et al. [145] étudièrent numériquement le potentiel de la technologie de la thermo-transformation à simple et à double étage utilisée pour la récupération de la chaleur des procédés de distillation. Les auteurs ont conclu que l'intégration des thermo-transformateurs permet de récupérer de 10% à 60% de l'énergie perdue au niveau de la colonne de distillation ce qui entraîne l'amélioration du rendement du procédé. Ils ont conclu également que la technologie de la thermo-transformation à absorption est une alternative possible à la technologie des pompes à chaleur à compression mécanique.

Revira et al. [146] ont présenté ensuite l'avantage de l'introduction des cycles de la thermo-transformation (à simple et double absorption) dans un procédé de distillation de butane et pentane dans une raffinerie au Mexique. Les auteurs ont conclu que l'installation d'une thermo-transformation à simple étage avec une colonne de distillation permet de réduire les besoins thermiques de la chaudière de 26% à 43%, tandis que la configuration à double absorption conduit à une réduction de 28% à 33%.

En 1993, Artamo [147] a discuté l'intégration du transformateur de chaleur à absorption dans un procédé industriel d'une usine d'acier. Ce système permet de récupérer de la chaleur résiduelle de l'eau de refroidissement à 90°C et la valoriser à une température de 130°C avec une production thermique de 4,2 MW.

D'autres résultats d'intégration d'un thermo transformateur à absorption dans une usine de production de l'acide sulfurique ont été abordés par Jeday et al. [148] pour valoriser une source chaude de température de 106°C afin de produire une vapeur préchauffée à température de 180°C avec un COP de 0,4.

Durant la même année, Arh [149] présente les résultats de l'utilisation d'un thermo transformateur à absorption couplé avec une machine à absorption dans les industries agroalimentaires, pour répondre à des besoins de chaleur et de froid simultanés nécessaire à cette industrie. La combinaison proposée utilise une source chaude (rejets thermiques) à la température de 90°C et permet sa valorisation jusqu'à 120°C et d'avoir un refroidissement à 7°C avec un rejet thermique de 30°C pour un COP (froid+chaud) de l'ordre de 0.27.

L'intégration d'un thermo transformateur à absorption dans une usine de caoutchouc synthétique pour récupérer la chaleur de l'eau à partir de 95°C à 100°C est abordée dans un article publié par Ma et al. [150]. Les résultats obtenus concernant cette application indiquent que la performance atteinte est de l'ordre de 0.47 avec une production en terme de la puissance thermique de l'ordre de 5000 KW, pour une élévation de température de 25°C.

De plus Horuz and Kurt.[24] ont publié une étude sur un transformateur de chaleur à absorption utilisé dans l'industrie du textile pour valoriser une source de chaleur perdue de 90°C température jusqu'à 120°C.

La même équipe a analysé une autre application pour produire de la vapeur par le biais de transformateur de chaleur à simple et à double absorption utilisant le LiBr/H₂O comme fluide actif. Les auteurs ont déduit que pour une source d'alimentation de 90°C, les températures atteintes aux niveaux des absorbeurs de tels transformateurs de chaleur sont de l'ordre de 130°C et 160°C respectivement avec un COP de 0.482 et 0.377 [25].

D'autres résultats d'intégration des cycles de la thermo-transformation dans les différents procédés industriels existent et sont rapportés dans diverses publications (Aly et al. [151], Rivera et al. [152], Scott et al. [135], Cortés et Rivera [153], Zhang et al. [154] et Donnellan et al. [155]).

D'après les travaux les plus récents, il est intéressant de noter que l'intégration du transformateur de chaleur à absorption dans les procédés de purification de l'eau a fait l'objet de nombreuses publications de la part de concepteurs et de chercheurs. Il y a lieu de citer celles de Bourouis et al. [75], Siqueiros et Romero [21], Romero et al. [22], Srinivas et al. [89], Rosenberg et al. [156], Contreras-Valenzuela et al. [157], Hernández et al. [158], Velazquez et al. [159] et Escobar et al. [160].

Huicochea et al. [161] ont présenté les résultats d'un exemple de réalisation d'un procédé de production de l'eau potable à partir d'un système de dessalement intégré avec un transformateur thermique à absorption de capacité de 1KW et une source d'alimentation de cycle d'un transformateur

thermique de 68 à 78°C. Par ailleurs, le système de dessalement est alimenté en chaleur à partir de l'absorbeur. La quantité de l'eau de mer évaporée arrive par la suite au condenseur auxiliaire et se condense en produisant de l'eau purifiée. La performance obtenue est comprise entre 0,1 et 0,3 avec une production de l'eau distillée variant entre 200 et 500 ml/h.

Sekar et Saravanan [162] ont évalué la performance d'un transformateur thermique à absorption couplé avec un système de dessalement de l'eau de mer avec une source chaude de capacité de 5 KW et de température comprise entre 60 et 80°C. Les résultats indiquent que la performance obtenue est comprise entre 0,3 et 0,38 avec une production de 401 kg/h.

Huicochea et Siqueiros [163,164] ont étudié le même système avec une puissance thermique (capacité) de 700 W et une source d'alimentation du TTA de température de 70°C. Le COP le plus élevé atteint est de l'ordre de 0,432 avec une production maximale de l'eau distillée de 684 ml/h. Les auteurs ont rapporté également que la valeur typique du COP est augmentée par la récupération de chaleur dans le système de purification.

Dans le même contexte, les résultats obtenus de la modélisation par [21, 22, 157] montrent que l'introduction de la technologie de la thermo-transformation dans les procédés de dessalement permet d'une part de produire de l'eau douce et d'autre part d'améliorer la performance de plus de 120%.

Dans son travail [44] Gomri a effectué une analyse énergétique et exergétique du système de dessalement de l'eau intégrée dans un transformateur de chaleur solaire. Le même auteur [129] affirme la possibilité d'utiliser des transformateurs de chaleur à simple et double effet pour le dessalement de l'eau de mer.

L'intégration du cycle de la thermo-transformation avec les différentes configurations dans un système de purification de l'eau a été étudiée par Parham et al. [132]. Ils ont montré que l'introduction de ces différentes modifications conduit à une augmentation de la performance du cycle de la thermo-transformateur jusqu'à une valeur proche de 0.55, ce qui entraîne aussi l'augmentation de la productivité du système de dessalement jusqu'à 0,2435Kg/s d'eau distillée.

Dans le même contexte, l'intégration de six différentes configurations d'un transformateur de chaleur à triple absorption a été effectuée par Khamoochi et al. [165]. Les résultats indiquent que les configurations modifiées permettent d'améliorer la productivité du système de dessalement par rapport au système conventionnel. La productivité optimisée est de 0,1307 kg/s d'eau distillée avec un COP maximal de 0,25 et une puissance de production destinée au cycle de la thermo-transformation avoisinant les 1200 kW.

En continuation, il y a lieu de citer quelques résultats d'utilisation de cette technologie pour valoriser le potentiel des bassins solaires. Rivera [166] a effectué une évaluation expérimentale d'un transformateur de chaleur à absorption à simple étage de capacité de 1 kW, fonctionnant avec le couple de travail carrol/eau. L'objectif de l'étude était de montrer l'efficacité de cette technologie dans la valorisation du potentiel thermique des bassins solaires. Cette combinaison permet d'obtenir une élévation de température maximale de 50°C pour un COP de l'ordre de 0.14 à 0.36 et une température valorisée à la sortie de l'absorbeur de 132°C.

Murugesan et al. [167] étudièrent numériquement le potentiel d'un transformateur thermique à absorption utilisant le R134a comme réfrigérant et les deux absorbants organiques (DMAC et DMETEG) comme mélange de travail pour augmenter la température des bassins solaires (Solar ponds). Cette étude montre que les COP pour les deux paires utilisées sont similaires, voire supérieurs pour le R134a/DMAC. Pour les deux mélanges, le COP atteint une valeur comprise entre 0.1 et 0.34 avec une élévation de température entre 10 et 30°C.

Rivera et al. [15] ont développée un modèle mathématique pour simuler les performances des différentes configurations du cycle d'un transformateur thermique à absorption couplés avec un panneau solaire. Les résultats indiquent que les transformateurs thermiques à simple étage ainsi que les transformateurs thermiques à double absorption sont bien adaptés pour cette application. Le COP le plus élevé (0.45) est atteint par le transformateur thermique à simple étage mais avec une élévation de température ($\Delta T=50$) inférieure à celle d'un TTA à double absorption ($\Delta T=100$) avec un COP de 0.33.

D'autres résultats d'utilisation de cette technologie pour valoriser le potentiel des bassins solaires ont été rapportés par Sencan et al. [20] et Sozen [38].

I.2. Recherche bibliographique sur les thermo-transformateurs à adsorption (évaluation de la performance, optimisation et le potentiel d'application)

Selon la littérature, les transformateurs de chaleur à absorption ont attirés un intérêt considérable depuis de nombreuses années. Cependant ce type du cycle de la thermo-transformation est limité à l'utilisation d'une gamme de températures de la source de bas potentiel relativement basse. En plus la nécessité de pouvoir faire fonctionner des transformateurs thermiques à haut niveau de température pour avoir des températures de valorisation supérieures et donc une possibilité d'atteindre des performances supérieures reste difficile en raison des propriétés des fluides de travail utilisés dans ce type de technologie [168,169].

En effet, ces contraintes ont conduit à la recherche d'autres solutions afin de remédier aux problèmes cités auparavant. Dans cet égard, l'apparition de nouveau cycle de la thermo-transformation sous entend l'utilisation du phénomène d'adsorption plus particulièrement l'adsorption physique. Ce nouveau cycle a été suggéré par certains chercheurs pour une valorisation de haute température [168-174]. Cependant, les transformateurs de chaleur à adsorption n'ont pas reçu beaucoup d'attention [175] et le même développement que les transformateurs de chaleurs à absorption. Jusqu'à présent, la plupart des recherches sont axées sur la performance du système, les cycles thermodynamiques et la sélection des couples de travail.

Les premiers travaux ont commencé à partir de 1981 par Nonnenmacher et Groll [176], Alefeld et al. [177] suivi par le travail de Restuccia et al. [178], Chandra et Patwardhan [175], Than et Zhu [168] et Jeong et al. [169]. Ces travaux renferment des descriptions détaillées sur les pompes à chaleurs à adsorption et les thermo-transformateurs à adsorption. Ils mettent en évidence également les principes de base du cycle d'un transformateur de chaleur à adsorption.

D'autres études sont consacrées à l'évaluation des performances des cycles des transformateurs de chaleurs à adsorption et sont basées sur la première loi de la thermodynamique. Elles ont fourni une étude bibliographique sur l'amélioration et l'optimisation de ce système énergétique. Il y a lieu de citer celle de Restuccia et al. [178] qui présente une évaluation théorique de trois différents cycles à adsorption (pompe à chaleur, transformateur thermique et système de refroidissement) en se basant sur un critère quantitatif (COP) exprimé en fonction des quantités de chaleurs échangées par ces systèmes énergétiques.

En 1990, Chandra et Patwardhan [175] ont effectué une analyse thermodynamique d'un cycle conventionnel d'un thermo transformateur à adsorption avec quelques conceptions alternatives renfermant de deux à quatre réservoirs et fonctionnant avec le couple zéolite/ eau. L'analyse des résultats montre que cette technologie peut être utilisée pour une valorisation de la température pouvant avoisiner les 50 ° C et COP assez bon.

La performance d'un transformateur de chaleur à adsorption dépend fortement des propriétés thermodynamique [179] et dynamique [180] de l'adsorbant. Dans ce contexte trois matrices ont été suggérés dans la littérature comme matériaux adsorbants (les zéolites, les gels de silice et les charbons actifs) [181] et (l'eau, méthanol, éthanol et l'ammoniac) comme frigorigène pour les applications de la thermo-transformation à adsorption physique [182,183].

Pour les zéolites, une étude a été menée par Restuccia et al. [178] pour plusieurs types de cette matrice avec de l'eau (zéolite 13X, 13Xd, 3A, 4A et 5A) pour les cycles à adsorption suivants : transformateur de chaleur, pompe à chaleur chimique et un système de refroidissement. Les résultats obtenus montre que la zéolite 13Xd semble être la plus appropriée pour tous les systèmes énergétiques proposés suivi

par les zéolites 3A, 4A et le 5A pour les pompes à chaleur chimique. Tandis que la zéolite 13X a les mêmes performances, d'ailleurs les meilleures que la zéolite 13Xd dans le cas de son utilisation dans le transformateur thermique à adsorption.

D'autres études menées par Grenier et al. [184], chandra et Patwardhan [175], Than et Zhu [168] et Jeong et al. [169] confirment l'adaptation de la zéolite 13X pour les transformateurs de chaleurs à adsorption. Cette combinaison présente une grande augmentation de température (environ 70 °C) par rapport au charbon actif-méthanol qui présente une légère élévation de température (environ 30 °C). Ainsi, la paire charbon actif-méthanol n'est pas stable à haute température, de sorte qu'elle n'est pas recommandée à l'utilisation à une température supérieure à 150 °C [185]. Cependant l'adsorption et la désorption de l'eau sur le lit de zéolite sont très lentes, ce qui risque d'encombrer d'avantage le système [186].

Selon Wang et al. [187] le gel de silice/eau appartient à des paires de travail pouvant être exploitées pour les basses températures de fonctionnement (environ 75°C). Les auteurs ont affirmé que ce couple est bien adapté pour les systèmes de refroidissement.

En effet, ces contraintes ont conduit à la recherche de nouvelles paires réactives adaptées aux transformateurs thermiques à adsorption qui permettent d'avoir une valorisation élevée. Plusieurs nouvelles classes de matériaux ont été suggérées pour les cycles à adsorption, qui semblent être très prometteurs, tels que les MOFs (structures organiques métalliques) [188], aluminophosphate [189,190] et le SWSs (gel de silice mésoporeux imprégné de CaCl₂) [191]. Certains de ces matériaux présentent de meilleures performances par rapport aux matériaux couramment utilisés [192].

Selon Frazzica et al. [193] beaucoup de matériaux adsorbants dont les caractéristiques n'ont jamais été étudiées pour les applications de la thermo-transformation à adsorption.

En effet, il est important de signaler que le cycle à adsorption physique fonctionne d'une façon discontinue notamment lorsqu'on utilise un seul lit, ce qui influe négativement sur la performance du cycle. Dans cet égard, certaines études sont orientées vers la recherche de nouvelles solutions qui permettent d'une part d'améliorer les performances de cycle et d'autre part de limiter la contrainte citée précédemment.

Selon Chandra et Patwardhan [175], il est possible de proposer des améliorations au niveau de la conception du cycle de base (conventionnel) d'un transformateur de chaleur à adsorption. Il s'agit d'un cycle de transformateur thermique à deux réservoirs, à trois réservoirs et un cycle à quatre réservoirs utilisant la zéolite/ eau comme couple réactif. La première configuration proposée consiste à connecter deux réservoirs, le premier pour l'eau tandis que le deuxième contient l'adsorbant solide. Lors de la phase d'adsorption, le second réservoir obtient sa vapeur d'eau chaude directement à partir du premier réservoir chauffé par un flux de chaleur de moyenne température où elle est adsorbée par le solide

dans le second réservoir accompagnée d'un dégagement de chaleur d'adsorption à haute température. Par la suite, la phase de désorption est réalisée par l'écoulement du fluide caloporteur subit à la température moyenne dans le second réservoir. Par la suite l'eau déshydratée, se condense dans le premier réservoir par un refroidissement à la température ambiante.

Ces deux phénomènes sont terminés lorsque l'équilibre est atteint entre les deux réservoirs. La deuxième conception est très similaire à celle de deux réservoirs, sauf qu'elle comprend un autre réservoir supplémentaire avec de l'eau froide. Dans cette configuration une adsorption est effectuée suite au couplage du troisième réservoir qui contient de l'adsorbant solide avec le premier réservoir qui contient de l'eau chaude. Par la suite, pendant la phase de désorption, le réservoir 2 est relié au réservoir 3, la vapeur d'eau qui se désorbe dans le réservoir 3 par l'écoulement du fluide caloporteur à la température moyenne. La vapeur est condensée par la suite dans le deuxième réservoir par un flux de chaleur de basse température.

La dernière conception se compose de quatre réservoirs interconnectés entre eux par deux électrovannes. Les deux premiers réservoirs sont destinés pour l'eau chaude et froide. Tandis que le troisième et le quatrième réservoir qui contiennent l'adsorbant solide sont munis de dispositions distinctes selon les besoins (adsorption ou désorption).

L'analyse comparative entre ces différentes configurations proposées montre que le système à 4 réservoirs donne une valeur de COP bien améliorée par rapport aux systèmes à 2 et à 3 réservoirs pour les mêmes conditions de fonctionnement. Les auteurs ont conclu que l'amélioration des valeurs du COP enregistré dans le système à 4 réservoirs est principalement dû en partie à la réduction des pertes de chaleur sensibles qui surviennent habituellement pendant l'opération intermittente.

Par ailleurs, la nécessité de pouvoir faire fonctionner des transformateurs thermiques à haute température en continu a entraîné l'apparition de thermo-transformateur à adsorption chimique. Leur fonctionnement est basé sur les processus d'adsorption et de désorption de gaz (adsorbat ou réfrigérant) par des composés chimiques [194].

Selon Wu et al. [195], les transformateurs de chaleur à adsorption chimique présentent des avantages tels que : -avoir une haute capacité de stockage, -avoir une température de fonctionnement stable et - une large plage de température de fonctionnement par rapport aux transformateurs de chaleur d'absorption et d'adsorption physique.

De nombreuses substances chimiques existent pouvant être utilisées avec les différents gaz réactifs dans les transformateurs thermiques à réaction chimique. Il y a le système d'ammoniac (sels alcalins / ammoniac ; sels alcalino-terreux ou halogénures métalliques / ammoniac ; nitrates ou phosphates / ammoniac ; monométhylamine / ammoniac), le système à dioxyde de soufre (oxydes / dioxyde de soufre), le système de la vapeur d'eau (oxyde / vapeur d'eau ; sels / vapeur d'eau), le système de

dioxyde de carbone (oxydes / dioxyde de carbone) et le système hydrogène (métaux ou alliages de métaux / hydrogène), etc. [196].

Pour des raisons de sécurité l'hydrure métallique / hydrogène et le chlorure / ammoniac sont les paires les plus utilisées grâce à leurs potentiel d'approvisionnement de la couche d'ozone (ODP) et le potentiel de réchauffement planétaire (GWP) nul [197].

À cette fin, Huston et Sandrock [198] ont étudié les propriétés physico-chimiques à savoir la relation pression-température, capacité hydrogène, capacité thermique,..., des différentes combinaisons possibles d'hydrures métalliques, tel que $\text{LaNi}_{4.85}\text{Sn}_{0.15}$, $\text{LaNi}_{4.49}\text{Co}_{0.1}\text{Mn}_{0.205}\text{Al}_{0.205}$, $\text{LaNi}_{4.4}\text{Co}_{0.2}\text{Mn}_{0.2}\text{Al}_{0.2}$, comme matériau d'adsorption. Ces différentes combinaisons présentent un saut thermique de l'ordre de 16 à 110 C [199].

Les transformateurs de chaleur à hydrure métallique/hydrogène furent étudiés par plusieurs chercheurs. L'hydrure en question présente plus d'avantages pour les transformateurs de chaleur à absorption ou à adsorption, en raison de leur cinétique rapide qui leur permet d'adsorber et de désorber de grandes quantités d'hydrogène à température et pression constantes avec un rapport hydrogène / métal variable [186].

Les mêmes auteurs ont évalué la performance d'un transformateur de chaleur à réaction chimique fonctionnant avec l'hydrure métallique/hydrogène. Ce dernier se compose de deux paires de réacteurs avec deux différents types d'hydrure métalliques pour obtenir de chaleur utile continue. La première paire de réacteur (R-1 et R-21) contient l'hydrure de métal à haute température $\text{LaNi}_{4.5}\text{Al}_{0.5}$ et la seconde paire de réacteur (R-12 et R-22) contient le LaNi_5 comme hydrure de métal à basse température. Ces deux paires de réacteurs sont interconnectées de sorte que l'hydrogène peut s'écouler de l'un à l'autre par différence de pression. Les résultats montrent que la performance obtenue par ce cycle peut atteindre un COP de l'ordre de 0.45 et 0.54 pour une alimentation en température de 383 et 393 K respectivement. L'effet des conditions de fonctionnement a été mis en évidence par les auteurs sur les différents paramètres tels que la période de cycle, la croissance de la température de la source de bas potentiel, l'efficacité de l'échangeur de chaleur interne et le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'hydrure métallique au milieu d'écoulement.

Ainsi, Yanoma et al. [200] ont testé expérimentalement la performance d'un transformateur de chaleur à hydrure métallique/hydrogène pour identifier les points de fonctionnement optimaux. Selon le même travail les auteurs suggèrent trois types d'hydrure métalliques pour les transformateurs de chaleur à deux ou plusieurs étages d'adsorption pour améliorer la performance [201].

Une autre attention a été accordée aux systèmes à hydrure métallique/hydrogène pour la récupération des chaleurs perdues au niveau de l'industrie [199,202].

Selon [203-206], le couple chlorure métallique / ammoniac semble être très approprié pour la valorisation de l'énergie thermique industrielle de bas à moyen potentiel en raison de leurs propriétés thermo-chimiques.

Dans ce même contexte, on en retrouve l'étude théorique menée par Goetz et al. [207] pour tester les différentes combinaisons de chlorure métallique pour les procédés de la thermo-transformation à réaction chimique. Il s'avère que les réactifs probables à utiliser seront parmi les chlorures de Ca, Mn, Mg, Fe, Ni, Ba, Sr.

Par la suite, l'étude expérimentale réalisée par Chen et Tan [208] a permis de vérifier la même conclusion de [207].

Récemment, Wu et al. [195] ont étudié et analysé la faisabilité d'un thermo-transformateur à adsorption chimique pour une grande valorisation (saut thermique élevé) utilisant deux couples réactifs $\text{MnCl}_2\text{-SrCl}_2/\text{NH}_3$. Les résultats expérimentaux montrent que le projet de la thermo-transformation à réaction est faisable pour une amélioration de la chaleur à basse température de 96°C à 161°C en utilisant le $\text{MnCl}_2/\text{NH}_3$ et le $\text{SrCl}_2\text{-NH}_3$ comme couples réactif avec une efficacité exergétique et énergétique élevés égale à 0,75 et 0,43 respectivement.

D'autres recherches sur les transformateurs thermiques à adsorption chimique se sont aussi axées sur les cycles thermodynamiques. Le cycle à simple effet (également le cycle de base) est le moyen le plus simple pour atteindre une valorisation de température [207]. Cependant l'usage de ce cycle sera limité à cause de sa faible valorisation thermique due à la limitation du la pression de système [195].

Dans ce sens, des études sont donc menées sur de nouveaux cycles de la thermo-transformation à réaction chimique pour augmenter le potentiel thermique de mise en valeur et donc l'efficacité thermique. Il y a lieu de citer les cycles à deux lits(sel) [186, 207], les cycles à deux lits avec récupération de la chaleur interne [209], les cycles à trois lits avec récupération de la chaleur interne [210], les cycles à quatre lit avec récupération de la chaleur interne [211], les cycles multi-sels [212], les cycles à double étages et deux lits [209], les cycles à double étages et trois lits [201], les cycles à double étages et trois lits avec récupération de la chaleur interne[210], et les cycles à double effet et trois-sel [213].

Cependant, ces cycles de transformateurs de chaleur seraient très compliqués et ont quelques inconvénients pour une application pratique. [196,210]. Donc il est nécessaire de résoudre les différents problèmes théoriques et pratiques tels que la cinétique chimique compliquée, le problème de sécurité, l'efficacité basse du système et enfin diminuer les investissements [196].

I.3. Recherche bibliographique sur les dispositifs de conversion de l'énergie thermique (évaluation de la performance, optimisation et le potentiel d'application)

La thématique de la récupération de l'énergie thermique perdue est assez récente dans l'histoire des environnements intelligents. Selon Danel [214], cette technique connaît un regain d'intérêt à partir des années 2000 suite à la brusque hausse du prix du pétrole en 2007. Les méthodes de la récupération de la chaleur perdue incluent la captation et le transfert de la chaleur perdue d'un processus par l'emploi d'un gaz ou d'un liquide comme source d'énergie supplémentaire [215].

Cette source d'énergie supplémentaire peut être utilisée soit pour créer une chaleur supplémentaire (préchauffage d'un procédé, chauffage des locaux, etc.), soit elle est convertie en autre forme d'énergie (énergie mécanique ou électrique) pour la production d'une puissance [216].

Selon le second contexte, plusieurs techniques sont applicables à la conversion de chaleur perdue : les cycles thermodynamiques, les turbines de puissance auxiliaires à expansion directe, et les générateurs thermoélectrique qui sont également suggérés pour la récupération de la chaleur perdue. Le choix du système de conversion de chaleur perdue en énergie mécanique ou autre dépend fortement de la nature et le niveau de la température de la chaleur perdue [217].

Selon l'objectif de la présente étude, la conversion à petite échelle permet de produire de faibles (micro) puissances à partir des puits de chaleur de bas potentiel suffisantes pour alimenter des dispositifs à basse consommation (besoin domestique). Par ailleurs, il y a lieu de rappeler que dans le domaine de micro puissance, la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique ne semble pas avoir le même développement que pour les grandes puissances. Ce manque de succès est dû au manque de systèmes adaptés à ce créneau. Bien que, la production de puissance à petit échelle peut être envisagée en utilisant un cycle thermodynamique ou une machine thermique répertoriée par référence à un cycle thermodynamique théorique supposé qui décrit leur fonctionnement, tel que l'exemple, des machines à cycle de Joule, à cycle de Rankine, à cycle d'Otto, et à cycle de Kalina... Or une machine à cycle de Joule peut faire référence aussi bien à une turbine à gaz de grande puissance, qu'à une petite machine alternative comme l'était le moteur de Joule à l'origine. D'autre expression concernant les machines de détente volumétrique alternatives de conversion d'énergie qui se présentent comme étant une très bonne solution pour la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique de façon respectueuse pour l'environnement. Particulièrement, les moteurs à air chaud ou

moteurs à apport de chaleur externe (Stirling et Ericsson) qui peuvent fonctionner selon le cycle théorique de Stirling, et n'ont rien à voir avec les moteurs Ericsson qui fonctionnent selon un cycle thermodynamique d'Ericsson. Ce dernier fonctionne généralement selon un cycle thermodynamique de Brayton-Joule! [218, 219].

Il y a lieu de rappeler que le cycle de Stirling a été inventé et breveté par Robert Stirling en 1816 [221]. C'est un moteur à piston qui se décline en 3 configurations de base respectivement nommées α , β et γ . [222]. Plusieurs travaux de recherche ont été rapportés dans la littérature sur les performances du moteur Stirling [223-225].

Les principales variantes du moteur Stirling sont mises en évidence par Alaphilippe et al. Ces variantes fonctionnent avec les différents fluides de travail et les différents niveaux de température. De nombreux travaux scientifiques ont été menés dans les années 1980, sur l'utilisation des différents fluides afin d'améliorer les performances énergétiques des moteurs Stirling. Les premières investigations sur le moteur à un fluide composé d'un seul composant et de deux phases à été mis en œuvre dans les années 1930 par l'ingénieur Anglais, John Malone, qui mis au point un moteur fonctionnant avec de l'eau liquide comme fluide de travail. L'eau passe de l'état liquide à un état situé dans la région supercritique [226].

Malone aurait utilisé différents fluides pour son moteur comme le mercure, l'huile et l'eau. L'eau a donné les meilleurs résultats [226]. Les deuxièmes investigations sur le moteur concernent le fluide de travail datent de 1972 [226] puis 1980 [227]. L'idée consiste à utiliser un fluide constitué de deux composants sous deux phases afin d'améliorer les performances énergétiques de ces moteurs.

Dans ce contexte, les principales variantes sur un moteur Stirling autour du fluide de travail ont présenté par le travail d'Alaphilippe et Stouffs [218]. Son objectif était d'associer gaz et vapeur comme fluide de travail et de confirmer l'avantage des évolutions quasiment isothermes pendant les phases de compression et de détente. Les mêmes auteurs affirment que, cette variation présente un rendement de Carnot qui nous incite à travailler avec de grandes différences de température (HDT), de faibles différences de température (LDT) et par conséquent l'avantage de conduire à des procédés simples et de faibles coûts.

D'après [218], le domaine de la conversion d'énergie thermique d'origine solaire a été le premier à s'intéresser à la production de petites puissances depuis 1984 à partir de la transformation de cette chaleur par des moteurs de Stirling dans les systèmes de Dish-Stirling.

En continuation, il y a lieu de citer quelques résultats expérimentaux dont la vocation est l'utilisation de cette technologie pour la conversion de potentiel des bassins solaires [228-232] et des rejets thermiques à basse et moyenne température [233-238] pour la production de petites puissances.

Dans ce contexte, Thombare et al. [239] ont montré que le moteur de Stirling présente une efficacité élevée pour une source de chaleur de bas niveau de température. Ils ont conclu également que l'air et l'hélium sont généralement des fluides de travail les plus appropriés pour ce cycle.

Cependant, le moteur Stirling, une des rares solutions à apport de chaleur externe est commercialisé pour des applications de petites puissances. D'après Kongtragool et Wongwises [229], la clé du succès du moteur Stirling pour les applications à basse température est d'inventer des nouveaux matériaux et assurer le bon transfert thermique du fluide de travail.

Le moteur Ericsson est en train de connaître un regain d'intérêt de la part de la communauté des chercheurs dont le rôle de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Ce dernier représente une partie de la famille des moteurs thermique. Suivant l'état de l'art des publications scientifiques de moteur d'Ericsson, on en distingue trois différentes études. La première étude est consacrée aux moteurs Ericsson à combustion interne et est rapportée dans les travaux de R.W.Moss et al. [240]. L'étude en question s'articule sur la possibilité de réaliser un moteur alternatif de Joule de petite puissance (1-10KW), qui se trouve très adapté à la micro-génération.

Un brevet de Holtzapple et Rabroker [141] d'un moteur à piston en cycle de Brayton (Joule). Il s'agit à nouveau d'un moteur à combustion interne avec des cylindres de compression et de détente séparés mais avec une possibilité de remplacer les cylindres par des configurations rotatives avec possibilité de variation du volume mort. Les auteurs montrent la possibilité de faire varier ces volumes dans les deux enceintes et ainsi contrôler la pression et le rapport de pression à tout instant.

La deuxième catégorie de travaux concerne les moteurs dont le cycle théorique est d'Ericsson. On en retrouve le développement d'un prototype de moteur d'Ericsson à apport de chaleur externe exposé dans le travail de Hussey [242]. Une autre étude de la même catégorie sur cycle théorique d'Ericsson solaire basée sur la thermodynamique en temps fini a été effectuée par David et al. [243].

Golub [244] qui a aussi étudié le moteur d'Ericsson a établi à partir de mesures expérimentales une relation empirique entre la courbe géométrique et la fonction de puissance du moteur à cycle d'Ericsson.

Chen et al. [245] ont aussi étudié l'influence des irréversibilités sur les performances du cycle théorique d'Ericsson.

Dernière vue de travaux est consacrée aux moteurs d'Ericsson à cycle du Joule. Cette configuration est référencée par plusieurs chercheurs [246-253].

Dans ce contexte, Bjerkle et Warren[246] sont parmi les premiers chercheurs à étudier un moteur alternatif de faible puissance à cycle de Joule- Brayton. Ces auteurs ont séparé les cylindres de compression et de détente et installé une chambre de combustion « isobare » avant le cylindre de détente. Cela est la configuration traditionnelle des turbines à gaz lorsqu'on remplace les turbomachines par des systèmes piston cylindre.

D'après [247], le modèle de transformations thermodynamiques adiabatiques, correspondant à un cycle de Joule, s'avère plus proche de la réalité. C'est pourquoi, la machine d'Ericsson est généralement modélisée selon le cycle de Joule et est ainsi appelée machine d'Ericsson à cycle de Joule (cycle de Brayton) [254].

Dans le même contexte, une étude de modélisation numérique d'un moteur à apport de chaleur externe, à soupapes, à cycle de Joule est menée par Wojewoda et Kazimierski [251]. Cette modélisation montre que la réalisation d'un tel moteur n'est pas aisée à cause des niveaux élevés de pression et les problèmes de lubrification.

On en retrouve aussi l'étude de Bonnet et al. [253] consacrée à l'analyse énergétique et exergetique complétée par l'étude technico-économique d'un moteur Ericsson utilisé pour la micro-cogénération.

Frost et al.[255] ont examiné la performance du cycle de Brayton par le biais d'un modèle mathématique élaboré (bilan énergétique) sur la base de la première loi de la thermodynamique.

D'autres études ont été menées par le Roux et al. [256] et Binyang et al. [257]. Elles ont mis en évidence les différents domaines d'applications du cycle de Brayton. Il est important de souligner que ce cycle est le plus souvent étudié pour des applications de grandes puissances, mais rarement pour les faibles puissances [258, 259].

D'autres cycles de puissance ont été suggérés tels que le cycle de Rankine, le cycle de Kalina, et les cycles trilatéral. Ces cycles sont des technologies typiques pour transformer la chaleur perdue en un autre type d'énergie comme l'énergie électrique et mécanique [260].

Parmi ces technologies, le cycle de Rankine est la technologie la plus intéressante à mettre en place pour la production d'électricité à partir de source d'énergie avec des niveaux bas de température [261-263]. Il s'agit d'un cycle thermodynamique où la chaleur est transférée de l'extérieur à une boucle fermée qui utilise l'eau comme fluide de travail [264].

Wiser a discuté dans son travail [265] l'utilisation des moteurs à vapeur d'eau pour générer d'environ 90 % d'électricité consommée dans le monde.

D'après Marion et al. [266], l'utilisation de l'eau comme fluide de travail est justifiée par sa grande disponibilité et par ses propriétés thermiques et thermodynamiques intéressantes. Ce fluide de plus qu'il est thermiquement et chimiquement stable, est non-toxique, ininflammable, peu-couteux, possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur et possède un ODP (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante, cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [264].

D'après le même auteur [264], le cycle ORC utilisant un composé organique (ex. réfrigérant) comme fluide de travail présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse et de moyenne température.

Selon Davidson [267] et Walraven et al. [268], l'avantage majeur du COR réside dans le fait que les caractéristiques des fluides organiques permettent la génération d'électricité de faible puissance (3-20 kWe) pour des sources de chaleur à basse température (90-200C).

Plusieurs recherches se focalisent aujourd'hui sur l'amélioration de la performance du cycle comme celles de Van Long et al. [264,269] , de Kiari [270] -et de-Kosmadakis et al. [271].

Quelques résultats du potentiel d'application du cycle Organique de Rankine dans les différents domaines et processus plus particulièrement les applications de faible puissance sont rapportées par plusieurs chercheurs. Telles que la conversion des énergies renouvelables géothermiques [272-277], solaires[278-286], biomasse[274, 276, 277, 287 et 288] et la récupération de la chaleur résiduelle des procédés industriels [271,289-293].

Une autre variante du cycle de Rankine a été suggérée pour la conversion de la chaleur perdue en énergie mécanique sous le nom du cycle de Kalina. Dans lequel le fluide cyclé est un mélange de deux fluides qui sont l'eau et l'ammoniac et où le mélange cyclé se vaporise et se condense de manière non isotherme [247].

Comparé au cycle d'un seul liquide (cycle de Rankine), ou le fluide de travail est uniformément chauffé à une température d'ébullition constante, dans les cycles à mélange binaire (cycle de Kalina)

la température de chaque liquide est séparément augmentée jusqu'à son point d'ébullition variable (le même principe s'applique pendant la phase de condensation). Ceci aboutira à un profil de la température du fluide de travail correspond à celui des gaz de chauffage dans le générateur de vapeur et le fluide de refroidissement dans le condenseur, ce qui rend le transfert de chaleur plus efficace et réversible. Contrairement au cycle de Kalina, le cycle de Rankine utilisant un seul liquide comme fluide de travail avec la température de changement de phase constante par conséquent les profils de température dans le bouilleur et le condenseur ne complètent pas résultant en pertes et rendant le cycle hautement irréversible [294].

Selon la littérature, les connaissances sur le cycle de Kalina et leurs applications sont encore limitées de nos jours peut-être parce que le processus n'a été inventé que récemment soit en 1983 par le Dr. Kalina [295].

En continuation, il y a lieu de citer quelques résultats de comparaison de ce cycle avec d'autres cycles pour la production de micro puissance. Chen [296] a déduit que le cycle de Kalina présente de meilleures performances par rapport au cycle de Rankine conventionnel.

Une étude comparative du cycle de Kalina avec le cycle conventionnel de Rankine a été abordé par Korobitsyn [297] et Poullikkas [298]. Les résultats indiquent que le cycle de Kalina est en capacité de produire une puissance de l'ordre de 10 à 30% supérieure à celle du cycle Rankine à vapeur d'eau.

Zhang et al. [299] ont examiné la performance d'un cycle de Kalina. Ils ont signalé que le cycle de Kalina présente une meilleure efficacité énergétique et exergetique par rapport au COR.

De même, le cycle de Kalina est censé fournir une puissance de 15 à 50% supérieure à celle des cycles organiques de Rankine pour la même source d'alimentation. [300-303]

Selon [260], les avantages présentés par le cycle de Kalina ont permis de montrer que ce type de cycle est réservé aux applications de récupération de la chaleur perdue dans les centrales électriques, de récupération de la chaleur résiduelle des procédés industriels, de l'énergie géothermique, de l'énergie solaire et d'autres.

Cependant l'usage de cette technologie sera limité à cause de la fraction élevée de la vapeur dans la chaudière et du comportement corrosif de l'ammoniac qui peut endommager le cuivre, le zinc et l'acier doux [304]. De surcroit, le teste commercial du cycle de Kalina a été limité par rapport au cycle Organique de Rankine [305].

Par ailleurs, cette dernière étude expose également d'autres technologies d'intérêts potentiels encore en phase de développement telle que la technologie des cycles trilatéraux (TLC). Ce cycle est une alternative très prometteuse de récupération de la chaleur perdue en raison du transfert thermique très efficace entre la source chaude et le fluide de travail, de sa meilleure performance liée à la pression de travail relativement faible durant la phase de compression et de sa la température d'admission faible à modéré [306, 307].

En général, il s'agit d'un cycle thermodynamique très similaire à celui de Rankine, sauf que le fluide de travail n'est pas évaporé pendant la phase de chauffage, mais se dilate à partir de l'état liquide saturé sous forme d'un mélange à deux phases [308]. En évitant la part de l'ébullition, l'addition de la chaleur à partir de la source thermique au fluide de travail est plus efficace [264].

D'après Lai et Fischer [309], le cycle Trilatéral est la technologie la plus intéressante à mettre en place dans le cadre la récupération et la conversion de l'énergie thermique à bas niveau de température.

Fischer [306] a également déduit que l'adaptation du cycle trilatéral pour les systèmes de conversion de bas niveau de température est due à la haute efficacité de transfert thermique présentée par ce dernier, qui est certainement plus importante pour l'amélioration de la performance des systèmes de conversion plus particulièrement la conversion de la chaleur de bas potentiel.

Dans le même contexte, Smith et al. [310] ont rapporté que le cycle trilatéral atteint une efficacité supérieure de 14 à 85% par rapport le ORC.

Les résultats de la modélisation thermodynamique du cycle trilatéral effectuée par Zhi Li et al. [311] indiquent que ce cycle permet d'obtenir des valeurs supérieures de la puissance nette produite, de l'efficacité énergétique et du coefficient de transfert de chaleur total par rapport au cycle basique de Rankine Organique et le Cycle Organique de Rankine à condensation (OFC pour Organic Flash Cycle).

Ferreiro et al. [312] ont également étudié la façon de sélectionner un fluide de travail pour chaque plage de température, afin d'obtenir des rendements élevés. D'autres recherches qui se focalisent sur le choix des fluides de travail ont été réalisés par Zamfirescu et al. [313] ; Lai et al. [310] et Steffen et al. [307].

Une autre configuration de cycle trilatéral a été proposée par Smith et Martin en 1985 sous le nom du cycle trilatéral-flash à vapeur humide abrégé par la suite en cycle trilatéral-flash [314]. Il s'agit d'un

cycle de puissance, particulièrement adapté à la récupération de la chaleur à partir des sources de chaleur non isothermes de température faible à modérée [315].

Une étude menée par Smith et al. [314, 316 et 317] a été consacrée à l'évaluation de la performance du cycle trilatéral-flash. Ils ont rapporté que l'efficacité adiabatique de la turbine peut atteindre 70% et que le cycle trilatéral-flash peut produire une puissance de 1,8 fois supérieure à celle produite par cycle de Rankine conventionnel pour une source chaude de 100-200 °C.

Oreijah et al. [318] ont testé expérimentalement la performance d'un cycle trilatéral-flash et l'ont comparé par la suite au cycle de Rankine organique. Les résultats montrent que le cycle trilatéral-flash présente une production d'énergie plus grande que celle produite par le COR. Cependant, la turbine du cycle de Rankine organique peut fonctionner à une vitesse de rotation inférieure par rapport au cycle trilatéral-flash.

En effet, selon les connaissances théoriques, le cycle TFC présente de nombreux avantages en termes d'efficacité et de simplicité de configuration, ce qui en a fait un objectif potentiel d'une recherche novatrice dont la réalisation reste actuellement difficile en raison de l'absence de turbines diphasiques avec un haut rendement isentropique. C'est en fait l'obstacle principal pour la mise en œuvre du cycle trilatéral à grande échelle [264].

Selon Chen [319], aucune centrale à cycle instantané trilatéral ne serait en fonctionnement, car il est encore au stade de la recherche pour le développement technique. Cependant, des démonstrations pilotes ont été menées par Smith, Stosic et Kovacevic [320].

Conclusion

Ce chapitre est un passage en revue des différentes technologies de la valorisation et la conversion de l'énergie thermique de bas potentiel. Il a été montré que ces procédés constituent une des solutions les plus attractives à l'heure actuelle pour la réduction de la consommation de l'énergie.

Nous avons montré que de tels systèmes peuvent être pertinents, en insistant d'une part sur l'évaluation et l'optimisation thermodynamique, d'autre part sur le potentiel d'application que représente la valorisation énergétique. Cette dernière permet de donner dans un premier temps une vue globale de l'interaction des conditions de fonctionnement des cycles et de préciser les verrous technologiques, techniques et phénoménologiques à étudier sur les cycles pour améliorer leurs performances et identifier des configurations des cycles candidats au remplacement des cycles simples et une recherche concernant les divers fluides de travail qui peuvent substituer les paires de

fluides conventionnellement utilisées. Dans un deuxième temps, l'étude détaillée sur les cycles de valorisation énergétique est nécessaire.

Nous avons ensuite brièvement recensés différentes technologies de moteurs thermiques, permettant de répondre, au moins partiellement, aux objectifs visés : pour produire de l'électricité à petit échelle, on peut recourir à les cycles thermodynamiques basés sur les moteurs à air chaud ou moteurs à apport de chaleur externe (Stirling et Ericsson), à des cycles ORC, à des cycles de Kalina. Néanmoins, tous les systèmes basés sur ces différents moteurs thermiques ne répondent que partiellement aux objectifs recherchés, notamment, pour les plus pertinents d'entre eux comme les moteurs Stirling, en terme de coût et de niveau de technologie.

Références bibliographiques

- [1] E. Altenkirch, Reversible absorptions machine. Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, Vol. 20, No. 1, pp 1-9; Vol. 20, No. 6, pp 114-119; Vol. 20, No. 8, pp 150-161; Vol. 21, No. 2, pp 21-24; Vol. 25, No. 7, pp 49-53; Vol.27, No. 4 (1913a, 1913b, 1913c, 1914, 1918, 1920), pp 77-81.
- [2] K. Nesselmann, Zur theorie der wärmetransformation. Wissensch Veröffentl Sitemens Konzern, Vol. 12, No. 4(1933), pp 77-81.
- [3] Ch. Trepp, History and prospects of heat transformation. International Journal of Refrigeration. Vol.6 (1983), pp 309-318.
- [4] K. Stephan, D. Seher, Heat transformer cycles – I. one and two-stage processes, Journal of Heat Recovery Systems, Vol. 4, No. 5(1984a), pp 365-369.
- [5] MAR. Eisa, R. Best, FA. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat transformers – PartI:operating on water–lithium bromide .J. heat Recovery Syst, Vol. 6(1986a) ,pp421–432.
- [6] MAR. Eisa, R. Best and FA. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat transformers- Part II. Operating on water-calcium chloride,” Journal of Heat Recovery Systems, vol. 6(1986b), no. 6, pp. 443–450.
- [7] R .Best, MAR. Eisa, FA. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat transformers-III. Operating on ammonia–water.Heat Recovery Syst CHP. 7(1987):259–72.
- [8] Bai-Qi Liu, Pierre Le Goff et Zineb Aoufoussi. Critères d’évaluation d’un thermo-transformateur à absorption. Rev. Int. Froid, Vol.15(1991), No3.
- [9] J. George , S. Murthy . Experiments on a vapor AHT. International Institute of Refrigeration, 16 (2), (1993) pp. 107–119.
- [10] IM. Ismail, Upgrading of heat through AHT. International Institute of Refrigeration, 18(7), (1989) pp.439–446.
- [11] J. Chen, Optimal choice of the performance parameters of an absorption heat transformer. Heat Recovery Systems & CHP Vol. 15(1995), No. 3, pp. 249-256.
- [12] C. Mostofizadeh et C. Kulick, Use of a new type of heat transformer in process industry, Applied Thermal Engineering, vol. 18(1998), n° 9-10, p. 857-874.
- [13] M. Scott, A. Jernqvista , J.Olssona,G.Aly, Experimental and theoretical study of an open multi compartment absorption heat transformer for different steam temperatures Part II: Process modelling and simulation. Applied Thermal Engineering, Vol 19(1999). No 4,pp.409-430.
- [14] W. Rivera, RJ. Romero, Evaluation of a heat transformer powered by a solar pond. Solar Energy Mater Solar Cells, 63(2000), pp. 413–422.
- [15] W. Rivera, MJ. Cardoso, RJ. Romero, Single-stage and advanced AHT operating with lithium bromide mixtures used to increase solar pond’s temperature. Solar Energy Mater Solar Cells, 70(2001), pp. 321–330.

- [16] R.M. Barragán, V.M. Arellano, A. García-Gutiérrez, Performance modelling of single and double absorption heat transformers. *Current Applied Physics* 10 (2010) S244–S248.
- [17] Z. Zhao, F. Zhou, X. Li, S. Zhang, The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids. *Int J Refrig*;26(3) (2003), pp.315–320.
- [18] Z. Zhao, Y. Ma, J. Chen, Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer. *Appl Therm Eng*;23(18) (2003), pp.2407–2414.
- [19] P.K. Bhardwaj, S.C. Kaushik, S. Jain, Finite time optimization of an irreversible vapor absorption heat transformer system, *Int. J. Ambient Energy* 24 (4) (2003) 207-219.
- [20] A. Sencan, Ö. Kizilkan, N. C. Bezir, and S. A. Kalogirou, Different methods for modeling absorption heat transformer powered by solar pond, *Energy Conversion and Management*, vol. 48(2007), no. 3, pp. 724–735.
- [21] J. Siqueiros, R.J. Romero, Increase of COP for heat transformer in water purification systems. Part I: increasing heat source temperature, *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 1043-1053.
- [22] R.J. Romero, J. Siqueiros, A. Huicochea, Increase of COP for heat transformer in water purification systems. Part-II: without increasing heat source temperature, *Appl. Therm. Eng.* 27(2007), pp. 1054-1061.
- [23] X. Qin, L. Chen, F. Sun, Performance of real absorption heat-transformer with a generalized heat transfer law. *Appl Therm Eng* 28(7) (2008), pp. 767–776.
- [24] Ilhami Horuz, Bener Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application, *Renew. Energy* 35 (2010) 2175-2181.
- [25] Ilhami Horuz, Bener Kurt, Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application, *Int. J. Energy Res.* 33 (2009) 787-798.
- [26] M. Khamooshi, K. Parham, M. Yari, F. Egelioglu, H. Salati, Hana Salati et Saeed Babadi. Thermodynamic Analysis and Optimization of a High Temperature Triple Absorption Heat Transformer. Hindawi Publishing Corporation *The Scientific World Journal* (2014).
- [27] L. Wang, H. Lia, X. Bua, H. Wanga, W. Maa, Performance Study of a Double Absorption Heat Transformer. *J. Energy Procedia* 105(2017). pp.1473 – 1482.
- [28] I. Golasi, F. Salataa, E. L. Vollarob, M. Coppia. Parameters affecting the efficiency of a heat transformer with a particular focus on the heat solution. *J. Energy Procedia* 101(2016), pp. 1183 – 1190.
- [29] K. Stephan, D. Seher, Heat transformer cycles – II. Thermodynamic analysis and optimization of a single-stage absorption heat transformer, *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4(1984b), No. 5, pp 371-375.
- [30] P. Ciambelli, V. Tufano, A simplified model for a water-sulfuric acid absorption heat transformer. *Heat Technol.*, 5 (1987), pp. 69-83. 3.
- [31] C. S. Cheng and Y. S. Shih, Exergy and Energy analysis of absorption heat pumps, *International Journal of Energy Research*, Vol.12(1988), pp.189–203.

- [32] S.I. Pereira Duarte, R. Bugarel, Optimal working conditions for an absorption heat transformer—analysis of the H₂O/LiBr theoretical cycle, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, Vol 9(1989), No 6, pp 521-532.
- [33] A. Jernqvist, K. Abrahamsson, G. Aly, On the efficiencies of absorption heat transformers, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, Vol 12(1992), No 4, pp 323-334.
- [34] Djallel Zebbar, Sahraoui Kherris, Souhila Zebbar et Kouider Mostefa, Thermodynamic optimization of an absorption heat transformer, *International Institute of Refrigeration* (1994), pp. 88, France.
- [35] G. Bisio, Thermodynamic analysis of the main devices for thermal energy upgrading, *Energy Conversion and Management*, Vol. 39 (1998), No. 3/4, pp. 229 – 242.
- [36] Masaru Ishida, Ji. Jun, Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer, *Appl. Therm. Eng.* 19 (1999) 1191-1206.
- [37] SF. Lee, SA. Sherif, Second law analysis of multi- stage lithium bromide-water absorption heat transformers. Atlanta, US: ASHRAE Transactions (2000), p. 106.
- [38] A. Sozen, Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature. *Renew Energy* (2004);29(4):501–15.
- [39] S. A. Fartaj, Comparison of energy, exergy, and entropy balance methods for analyzing double-stage absorption heat transformer cycles, *International Journal of Energy Research*, Vol.28(2004), pp.1219 – 1230.
- [40] H. Martínez, W. Rivera, Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide, *Int. J. Energy Res.* 33 (2009) 662-674.
- [41] A. Sozen and H.S. Yucesu, Performance improvement of absorption heat transformer, *Renewable Energy*, Vol.32 (2007), pp. 267–284.
- [42] Adnan Sözen, Erol Arcaklioglu, Mehmet Özalp, Serdar Y_cesu. Performance parameters of an ejector-absorption heat transformer. *Applied Energy* 80 (2005) 273–289.
- [43] A. Sozen and E. Arcaklioglu, Exergy analysis of an ejector– absorption heat transformer using artificial neural network approach, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27(2007), pp. 481–491.
- [44] R. Gomri, Energy and exergy analyses of seawater desalination system integrated in a solar heat transformer. *Desalination* 2009;249(1):188–96.
- [45] H. Martínez, W. Rivera, Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide. *International Journal of Energy Research* 2009;33(7):662-74.
- [46] W. Rivera, J. Siqueiros, H. Martínez, A. Huicochea, Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat source temperature, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 2088-2095.
- [47] D. Colorado, J.A. Hernandez, W. Rivera, H. Martinez and D. Juarez, Optimal operation conditions for a single-stage heat transformer by means of an artificial neural network inverse”, *Applied Energy*, Vol. 88(2011b), No.4, pp. 1281 – 1290.

- [48] Djallel Zebbar, Souhila Zebbar, Sahraoui Kherris, Kouider Mostefa, Tayeb Trari, Study and analysis of entropy generation in an absorption heat transformer. 2nd International Conference on Renewable Energy (ICRE'2012). Bejaia, Algeria, 15-16 April 2012.
- [49] P. Donnellan, E. Byrne, J. Oliveira, K. Cronin, First and second law multidimensional analysis of a triple absorption heat transformer (TAHT), *Appl. Energy* 113 (2014) 141-151.
- [50] H . Perez-Blanco, Absorption heat pump performance for different types of solution. *Int J Ref* (1984);7(2):115–22.
- [51] R.A. Macriss, J.M. Gutraj et T.S. Zawacki, Absorption fluid data survey, NTIS, Springfield (1988).
- [52] R.A. Macriss et T.S. Zawacki, Absorption fluid data survey. 1989 update, NTIS, Springfield (1989).
- [53] P. Holmberg, T. Berntsson, Alternative working fluids in heat transformers. *ASHRAE Trans* (1990);96:1582–9.
- [54] T. Nokanishi, Industrial high temperature heat pump for waste heat recovery, Conference on New Energy Conservation Technologies and Their Commercialisation, Berlin, Germany(1981).
- [55] H. Watanabe, Absorption type heat pump now in practical use, Conference on New Energy Conservation Technologies and Their Commercialisation, Berlin, Germany(1981).
- [56] V.M. Kripalani, S.S. Murthy, M.V.K. Murthy, Performance analysis of a vapour absorption heat transformer with different working fluid combinations. *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4(1984), No. 3, pp 129-140.
- [57] L. Suhr, P. Paikert, H. Bokelmann, Operational experience with an industrial-scale heat transformer, *Proc. Of the Int. Workshop on Heat transformer and Storage*, Ispra, Italy (1985), pp 381-393.
- [58] G. Grossman, Heat and mass transfer in film absorption, *Handbook of Heat and Mass Transfer*, Vol. 2, Gulf publishing company, Houston, USA(1986), pp 211-257.
- [59] K. Mashimo, Overview of heat transformer in Japan, *Heat pumps: Prospects In Heat Pump Technology and Marking*, Florida, USA(1987), pp 271-285.
- [60] K.M. Berntsson, T. Berntsson, P. Franck, P. Holmberg, E. Wallin, Learning from experiences with heat transformers in industrial processes(1989), CADDET, sittard, The Netherlands.
- [61] J. Yin, L. Shi , MS. Zhu, LZ. Han , Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations. *Appl. Energy*;67(3): (2000), pp. 281–92.
- [62] A. Rojey, G. Cohen, J.P. Cariou, Heat transformers: present state of a new technology, *IMEch E*, Vol. 197A(1983), No. 12, pp 71-77.
- [63] A. Ertas, P. Gandhidasan, J.J. Luthan, Feasibility study of ammonia-water vapour absorption heat transformer, *ASME Trans.*, Vol. 109(1987), pp 96-100.
- [64] S. Kherris , D. Zebbar, M. Makhlouf , M. Akermi, Study and analysis of ammonia-water absorption heat transformer. *Wulfenia journal* Vol. 20, No2 (2013), pp.35-42. (ISSN: 1561- 882X).
- [65] C.Z. Zhuo and C.H.M. Machielsen, Performance of high-temperature Absorption Heat Transformers using Alktrate as the Working Pair. *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 3(1996), pp. 255-262.

- [66] I. Horuz, A comparison between ammonia-water and water lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 25, no. 5(1998), pp. 711–721.
- [67] E. Kurem et I. Horuz, A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorber heat transformers, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol.28, n° 3 (2001), p. 427-438.
- [68] Xu Shiming, Liu Yanli, Zhang Lisong, Performance research of self regenerated absorption heat transformer cycle using TFE-NMP as working fluids. *Int. J. of Refrig.* 24 (2001) 510- 518.
- [69] S. Iyoki, T. Uemura, Physical and thermal properties of the water– lithium bromide–zinc chloride–calcium bromide system. *Int. J. Refrig.* Vol 12 (1989):772–777.
- [70] S. Iyoki, T. Uemura, Performance characteristics of the water–lithium bromide– zinc chloride–calcium bromide absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer. *Int J Refrig*;13 (1990),pp.191–196.
- [71] S. Iyoki, S. Ohmori , T. Uemura, Heat capacities of the water–lithium bromide– lithium iodide system. *J Chem Eng Data*; 35(1990):317–20.
- [72] S. Iyoki, S. Iwasaki, T. Uemura, Vapor pressures of the water–lithium bromide– zinc bromide–lithium chloride system at low temperatures.*IndEngChemRes*;28(1989):1564–7.
- [73] S. Iyoki, K. Tanaka K , T. Uemura, Theoretical performance analysis of absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer using alcohol as working medium.*Int J Refrig.* Vol 17(1993),pp. 180-189.
- [74] S. Iyoki, R. Yamanaka, T. Uemura , Physical and thermal properties of the water– lithium bromide–lithium nitrate system.*Int J Refrig*;16(1993):191–200.
- [75] M. Bourouis, A. Coronas, R.J. Romero, J. Siqueiros , Purification of sea water using absorption heat transformers with water-(LiBr-LiI-LiNO₃-LiCl) and low temperature heat sources. *Desalination*;166, (2004):209–14.
- [76] W. Rivera, J. Cerezo, Experimental study of the use of additives in the performance of a single-stage heat transformer operating with water– lithium bromide.*Int J Energy Res*;29(2), (2005):121–30.
- [77] W. Rivera, H. Martínez, J. Cerezo, R. Romero, M. Cardoso, Exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operating with single water/ lithium bromide and using additives(1-octanol and 2-ethyl-1-hexanol). *Appl Therm Eng* ;31(16), (2011):3526–32.
- [78] W. Rivera, R. Romero, R. Best, C. Heard, Experimental evaluation of a single- stage heat transformer operating with the water/Carrol mixture.*Energy*;24(4), (1999):317–326.
- [79] W. Rivera, R. Romero, M. Cardoso, J. Aguillón, R. Best, Theoretical and experimental comparison of the performance of a single-stage heat transformer operating with water/lithium bromide and water/Carrol. *Int J Energy Res*;26 (8), (2004):747–62.
- [80] RM. Barragán, CL. Heard, VM. Arellano, R. Best, FA. Holland, Experimental performance of the water/lithium chloride system in a heat transformer. *Int J Energy Res*;19(1995):593–602.

- [81] RM. Barragán, CL. Heard, VM. Arellano, R. Best, FA. Holland, Experimental performance of the water/calcium chloride system in a heat transformer. *Int J Energy Res*;20(1996):651–61.
- [82] RM. Barragán, VM. Arellano, CL. Heard, R. Best, FA. Holland, Experimental performance of the system water/magnesium chloride in a heat transformer. *Int J Energy Res*;21(1997):139–51.
- [83] RM. Barragán, VM. Arellano, CL. Heard, R. Best, Experimental performance of ternary solutions in an absorption heat transformer. *Int J Energy Res*1998;22 :73–83.
- [84] RMB. Reyes, VMA. Gómez, A. García-Gutiérrez. Performance modelling of single and double absorption heat transformers. *Curr Appl Phys* 2010;10 (Suppl. 2):S244–8. The Proceeding of the International Renewable Energy Conference and Exhibition 2008(RE2008).
- [85] K. Parham, U. Atikol, M. Yari, OP. Agboola , Evaluation and optimization of single stage absorption chiller using (LiCl/H₂O) as the working pair. *Adv Mech Eng* (2013).
- [86] C. Zhuo, C. Machielsen, Performance of high-temperature absorption heat transformers using Alktrate as the working pair. *Appl Therm Eng*;16 (3),(1996):255–62.
- [87] W. Rivera, R. Romero, Thermodynamic design data for absorption heat transformers. Part VII. Operating on an aqueous ternary hydroxide. *Appl Therm Eng*;18 (3–4), (1998):147–56.
- [88] R.J. Romero, S. Silva-Sotelo, J. Cerezo, First double stage heat transformer in Latin America, *Chem. Eng. Trans.* 19 (2010) 149-155.
- [89] G. Srinivas, S. Sekar, R. Saravanan, S. Renganarayanan , Studies on a water-based absorption heat transformer for desalination using MED. *Desalination Water Treat*(2009);1:75–81.
- [90] C.Z. Zhuo, C.H.M. Machielsen, Thermodynamic assessment of an absorption heat transformer with TFE-Pyr as the working pair, *Heat Recovery Syst. CHP* 14 (3) (1994),pp. 265-272.
- [91] A. Genssle , K. Stephan, Analysis of the process characteristics of an absorption heat transformer with compact heat exchangers and the mixture TFE-E181. *Int J Therm Sci*;39(1),(2000):30–8.
- [92] Z. Zhao, F. Zhou, S. Li, Analysis of thermodynamic performance of double absorption heat transformer using TFE-E181 as working fluids, *Dalian Ligong Daxue Xuebao/J. Dalian Univ. Technol.* 43 (5) (2003),pp. 604-608.
- [93] Z. Zhao, X. Zhang, X. Ma, Thermodynamic performance of a double-effect absorption heat-transformer using TFE/E181 as the working fluid, *Appl. Energy* 82 (2005),pp. 107-116.
- [94] X. Wang, L. Shi, J. Yin J, MS. Zhu, At wo-stage heat transformer with H₂O/LiBr for the first stage and 2,2,2-trifluoroethanol(TFE)/N-methyl-2-pyrrolidone (NMP) for the second stage. *Appl Energy*; 71(3), (2002):235–49.
- [95] J.M. George, S.S. Murthy, Influence of absorber effectiveness on performance of vapor absorption heat transformers, *Int. J. Energy Res.* 13 (6) (1989),pp. 629-638.
- [96] J.M. George, S.S. Murthy, Influence of generator effectiveness on performance of vapor absorption heat transformers, *Int. J. Energy Res.* 13 (6) (1989), pp 687-699.
- [97] J.M. George, S.S. Murthy, Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapor absorption heat transformers, *Int. J. Energy Res.* 13 (4) (1989), pp 455-475.

- [98] M. Fatouh, S.S. Murthy, Comparison of R22-absorbent pairs for vapor absorption heat transformers based on P-T-X-H data, *Heat Recovery Syst. CHP* 13 (1) (1993), pp. 33-48.
- [99] R. ZEHIOUA, C. Coquelet, A. H. Meniai, D. Richon, Isothermal Vapor-Liquid Equilibrium Data of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (R134a) + Dimethylformamide (DMF) Working Fluids for an Absorption Heat Transformer. *Journal of Chemical Engineering Data*, 2010, 55 (2), pp 985–988.
- [100] R. ZEHIOUA, C. Coquelet, A. H. Meniai, D. Richon. p - T - x measurements of some Working Fluids for an Absorption Heat Transformer: 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (R134a) + Dimethylether diethylene glycol (DMEDEG) and Dimethylether triethylene glycol (DMETrEG). *Journal of Chemical Engineering Data* 55, (2010), pp 2769–2775.
- [101] K.P. Tyagi, S. Mathur, A. Singh, A. Srinivas, G. Mathur, Working fluids for heat transformers, *Heat Recovery Syst. CHP* 9 (2) (1989), pp. 175-181.
- [102] X. Zhang, D. Hu., Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water, *Applied Thermal Engineering*, 37 (2012), pp. 129–135.
- [103] L. Dong , D. Zheng, N. Nie, Y. Li, Performance prediction of absorption refrigeration cycle based on the measurements of vapor pressure and heat capacity of {H₂O + [DMIM][DMP]} system, *Applied Energy*, 98 (2012), pp. 326–332.
- [104] Y.J. Kim, S. Kim, Y.K. Joshi, A.G. Fedorov, P.A. Kohl, Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system with ionic-liquid/refrigerant mixture as a working fluid, *Energy*, 44 (2012), pp. 1005–1016.
- [105] M. Krolikowska, K. Padaszyn, M. Krolikowska, J. Antonowicz, Vapor – Liquid phase equilibria and excess thermal properties of binary mixtures of ethylsulfate-based ionic liquids with water : new experimental data, correlations, and predictions, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 53(2014), pp. 18316–25.
- [106] J. Ren, Z. Zhao, X. Zhang, Vapor pressures, excess enthalpies, and specific heat capacities of the binary working pairs containing the ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethylphosphate, *J. of Chem. Thermodynamics*, 43 (2011), pp. 576-583.
- [107] L.E. Ficke, Thermodynamic properties of imidazolium and phosphonium based ionic liquid mixtures with water or carbon dioxide. PhD thesis, Chemical and Bio-molecular Engineering, University of Notre Dame, Notre Dame, Indiana; April 2010.
- [108] L. Dong, D. Zheng, N. Nie, Y. Li, Performance prediction of absorption refrigeration cycle based on the measurements of vapor pressure and heat capacity of {H₂O + [DMIM][DMP]} system, *Applied Energy*, 98 (2012) 326–332.
- [109] Z. He, Z. Zhao, X. Zhang, H. Feng, Thermodynamic properties of new heat pump working pairs: 1,3-Dimethylimidazolium dimethylphosphate and water, ethanol and methanol, *Fluid Phase Equilibria*, 298 (2010), pp. 83–91.
- [110] G. Zuo, Z. Zhao, S. Yan, X. Zhang, Thermodynamic properties of a new working pair: 1- ethyl-3-methylimidazolium ethylsulfate and water, *Chem. Eng. J.*, 156 (2010), pp. 613–617.

- [111] X. Zhang, D. Hu, Performance simulation of the absorption chiller using water and ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethylphosphate as the working pair, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011), pp. 3316–21.
- [112] J. Ren, Z. Zhao, X. Zhang, Vapor pressures, excess enthalpies, and specific heat capacities of the binary working pairs containing the ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethylphosphate, *J. Chem. Thermodynamics*, 43 (2011), pp. 576–583.
- [113] M. Khamooshi, K. Parham, and U. Atikol, Overview of ionic liquids used as working fluids in absorption cycles, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 2013, Article ID 620592, 7 pages, (2013).
- [114] D.S. Ayou, M.R. Currás, D. Salavera, J. García, J.C. Bruno, A. Coronas, Performance analysis of absorption heat transformer cycles using ionic liquids based on imidazolium cation as absorbents with 2,2,2-trifluoroethanol as refrigerant, *Energy Convers. Manag.* 84 (2014), pp. 512-523.
- [115] El-Shaimaa Abumandour, Fabrice Mutelet, Dominique Alonso, Performance of an absorption heat transformer using new working binary systems composed of {ionic liquid and water}, *Applied Thermal Engineering*, 94, (2016), pp. 579-589.
- [116] Parham K, Yari M, Atikol UY, Alternative absorption heat transformer configurations integrated with water desalination system. *Desalination* 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2013.08.013>.
- [117] P. Donnellan, K. Cronin, E. Byrne, Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 42 (2015), pp. 1290-1304.
- [118] Djallel ZEBBAR, Souhila ZEBBAR, Kouider MOSTEFA, Sahraoui KHERRIS. Aperçu sur les procédés de la thermo transformation simple et en cascade. Modélisation mathématique d'un thermo transformateur à absorption. 2èmes Journées Internationales sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable (2JIERRDD). Laghouat, les 3 et 4 Juin 2012.
- [119] I. Horuz , B. Kurt, Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application. *Int J Energy Res*;33(2009),pp.787–98.
- [120] W.Rivera, R.Best, J.Hernandez, C.L.Heard, F.A.Holland, Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers – I. Single and two stage configurations with heat exchangers, *Heat Recov. Syst. CHP*14(1994), pp. 173–183.
- [121] W.Rivera, R.Best, J.Hernandez, C.L.Heard, F.A.Holland, Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers–II. Double absorption configurations, *Heat Recov. Syst. CHP* 14 (1994), pp. 185–193.
- [122] J. Ji, M. Ishida, Behavior of a two-stage absorption heat transformer combining latent and sensible heat exchange modes, *Appl. Energy* 62 (1999), pp. 267–281.
- [123] L. Shi , J. Yin , X. Wang, MS. Zhu, Study on new ejection-absorption heat transformer. *Appl Energy* 2001;68(2), (2001), pp. 161–71.

- [124] R. Best, W. Rivera, M. Cardoso, R. Romero, F. Holland, Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/Carrol mixture. *Appl Therm Eng*;17(11) (1997), pp. 1111–22.
- [125] R. Best, W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, F.A. Holland, Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/Carrol mixture, *Appl. Therm. Eng.* 17 (11) (1997),pp. 1111-1122.
- [126] Brice le lostec, Récupération des rejets thermiques pour la production de chaleur et de froid avec une machine à absorption. Thèse de doctorat. Shawinigan (Quebec), Canada.2010.
- [127] I. Horuz, B. Kurt, Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application, *Int. J. Energy Res.* 33 (2009),pp. 787–798.
- [128] R. Gomri, Thermal sea water desalination: possibilities of using single effect and double effect absorption heat transformer systems. *Desalination* (2010);253(1–3):112–8.
- [129] Ma. Zhiwei , Huashan Bao, Anthony Paul Roskilly, Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer. *Applied Thermal Engineering* 101 (2016),pp. 350–361
- [130] CC. Chuang, DC. Sue, YT. Lin, Simulation and performance analysis of lithium bromide/water for absorption heat transformer cycle systems.*ASHRAETrans*;110(2), (2004), pp. 409–16.
- [131]P Donnellan, E. Byrne, K. Cronin, Internal energy and exergy recovery in high temperature application absorption heat transformers. *Appl Therm Eng* (2013);56 (1–2):1–10.
- [132] K. Parham, M. Yari, U. Atikol , Alternative absorption heat transformer configurations integrated with water desalination system. *Desalination* (2013), 328:74.
- [133] M. Scott, A. Jernqvist, J. Olsson and G. Aly, Experimental and theoretical study of an open multi-compartment absorption heat transformer for different steam temperatures Part I: Hydrodynamic and heat transfer characteristics, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19(1999a), pp.279–298.
- [134] M.Scott, A. Jernqvist, J. Olsson and G. Aly, Experimental and theoretical study of an open multi-compartment absorption heat transformer for different steam temperatures Part II: process modeling and simulation”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19 (1999b), pp. 409–430.
- [135] M. Scott, A. Jernqvist, J. Olsson and G. Aly, Experimental and theoretical study of an open multi-compartment absorption heat transformer for different steam temperatures Part III: Application to process industry, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19(1999c), pp.431–448.
- [136] M. Niang, T. Cachot and P.L. Goff, Brevet au nom du CNRS(FR), Procédé de revalorisation de l'énergie par absorption-démixtion et pompe à chaleur pour la mise en œuvre de ce procédé, Brevet Français déposé au nom du CNRS N : FR brevet 9500475.
- [137] M. Niang, T. Cachot, and P.L. Goff, A new trend in heat recovery from wastes by use of partially miscible working fluids. *Energy Conversion and Management*.Vol,38(1997), p .1701-1707.

- [138] M. Niang, T. Cachot, and P.L. Goff, Evaluation of the performance of an absorption-demixtion heat pump for upgrading thermal waste heat. *Applied Thermal Engineering*. 18(12),(1998), p. 1277-1294.
- [139] D. Alonso, Thermo-transformateur à absorption-démixtion : Expérimentation et Optimisation. Thèse Génie des Procédés. Vandoeuvre-Les -Vancy :INPL,2000.
- [140] D. Alonso , T. Cachot , J.M. Hornut, Performance simulation of an absorption heat transformer operating with partially miscible mixtures”, *Appl. Energy* 72, (2002), 583–597.
- [141] D. Alonso , T. Cachot, J.M. Hornut, “Experimental study of an innovative absorption heat transformer using partially miscible working mixtures”, *Int. J. Therm. Sci.* 42,(2003) 631–638.
- [142] N. Halima, Developpement d’un nouveau thermo-transformateur à absorption-démixtion : Optimisation conjointe du cycle du mélange de travail. Thèse Génie des Procédés. INPL,2010.
- [143] J.W.J. Bouma, Experience with a heat transformer in the chemical industry, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Vol. 8, No. 4(1990), pp 12-15.
- [144] VII, a feasibility study on heat transformers assisted distillation systems, *Int.J. Energy Res.* 11 (4) (1987) 445-457.
- [145] V. Tufano, Heat recovery in distillation by means of absorption heat pumps and heat transformers, *Appl. Therm. Eng.* 17 (2) (1997), pp. 171-178.
- [146] W. Rivera, J. Cerezo, R. Rivero, J. Cervantes, R. Best. Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane. *Int J EnergyRes*;27(14) (2003), pp.1279–92.
- [147] Artamo, Steam generating heat transformer, *Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress*, Elsevier Science Publisher BV, Amsterdam, The Netherlands(1993), pp 463-468.
- [148] M.R. Jeday, J. Labidi, P. Le Goff, Heat transformer for upgrading the waste heat of an industrial sulfuric acid plant, *Chem. Eng. Res. Des.* 71 (A5) (1993), pp. 496-502.
- [149] S. Arh, Absorption heat pump/transformer cycle for simultaneous heating and cooling, *International Absorption Heat Pump Conference*, volume 31, ASME-AES(1993), pp. 79-84
- [150] Xuehu Ma, Jiabin Chen, Songping Li, Qingyun Sha, Aiming Liang, Wei Li, Jiayan Zhang, Guojun Zheng, Zhihao Feng, Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), pp. 797–806.
- [151] G. Aly, K. Abrahansson, J. Angstrom, Application of absorption heat transformers for energy conservation in the oleochemical industry, *Int. J. Energy Res.* 17 (7) (1993),pp. 571-582.
- [152] W. Rivera, R. Best, J.N. Baker, W.H. Fletcher, C.L. Heard, F.A. Holland, Mobile pilot plant for the production of environmentally clean steam, *Appl. Therm. Eng.* 17 (4) (1997), pp. 317-326.
- [153] E. Cortes, W. Rivera, Exergy and exergoeconomic optimization of a cogeneration pulp and paper mill plant including the use of a heat transformer, *Energy* 35 (2010),pp. 1289-1299.

- [154] K. Zhang, Z. Liu, Y. Li, Q. Li, J. Zhang, H. Liu, The improved CO₂ capture system with heat recovery based on absorption heat transformer and flash evaporator, *Appl. Therm. Eng.* 62 (2014), pp. 500-506.
- [155] P. Donnellan, K. Cronin, Y. Acevedo, E. Byrne, Economic evaluation of an industrial high temperature lift heat transformer, *Energy* 73 (2014), pp. 581-591.
- [156] J. Rosenberg, A. Romero, Rodríguez-Martínez, Optimal water purification using low grade waste heat in an absorption heat transformer. *Desalination* 220 (2008), pp. 506–513.
- [157] M.R. Contreras-Valenzuela, R.J. Romero, A. Rodríguez-Martínez, Productivity evaluation of water purification process by means of heat transformer, *Chem. Eng. Trans.* 17 (2009), pp. 397-402.
- [158] J.A. Hernández, R.J. Romero, D. Juárez, R.F. Escobar, J. Siqueiros. A neural network approach and thermodynamic model of waste energy recovery in a heat transformer in a water purification process. *Desalination* 243 (2009), pp. 273–285.
- [159] VM. Velazquez, J.A. Hernández, D. Juárez, J. Siqueiros, S.F. Mussati, On-line LiBr+H₂O estimation for the performance of a water purification process integrated to an absorption heat transformer. *Desalination and Water Treatment.* 5 (2009), pp. 12–18.
- [160] R.F. Escobar, J. Uruchurtu, D. Juárez, J. Siqueiros, J.A. Hernández, On-line indirect measures estimation for the performance of an absorption heat transformer integrated to a water purification process. *Measurement* 42 (2009), pp. 464–473.
- [161] A. Huicochea, J. Siqueiros, R.J. Romero, Portable water purification system integrated to a heat Transformer, *Desalination* 165 (2004), pp. 385-391.
- [162] S. Sekar, R. Saravanan, Experimental studies on absorption heat transformer coupled distillation system, *Desalination* 274 (2011), pp. 292-301.
- [163] A. Huicochea, J. Siqueiros, Increase of COP for an experimental heat transformer using a water purification system, *Desalination Water Treat.* 12 (2009), pp. 305-312.
- [164] A. Huicochea, J. Siqueiros, Improved efficiency of energy use of a heat transformer using a water purification system, *Desalination* 257 (2010), pp. 8-15.
- [165] M. Khamooshi, K. Parham, F. Egelioglu, M. Yari, H. Salati, Simulation and optimization of novel configurations of triple absorption heat transformers integrated to a water desalination system, *Desalination* 348 (2014), 39-48, 3-1.
- [166] W. Rivera, Experimental evaluation of single-stage heat transformer used to increase solar pond's temperature, *Sol. Energy* 69 (5) (2000), pp 369-376.
- [167] S.N. Murugesan, R. Saravanan, S. Renganarayanan, K.P. Mohamed, Solar pond operated R134a based vapor absorption heat transformer for process heat generation, *Int. J. Ambient Energy* 22 (3) (2001), pp. 155-162.

- [168] Y. K. Tan and D.S. Zhu, An experimental study and simulation on adsorption heat pump cycle process. Proc. Symp. Solid Sorption Refrigeration (1992), pp. 112-117.
- [169] S. Jeong, Y. P. Lee and C. S. Lee, Development of an adsorption heat pump using thermosyphons for internal heat exchange. Proc. 2nd JSME-KSME Thermal Engineering Conf., Vol. I(1992), pp. 93-98.
- [170] S. Ulku, Adsorption heat pumps, *J. Heat Recovery Systems* 6(1986), pp. 277-284.
- [171] P. Maier-Laxhuber, M. Rothmeyer and G. Alefeld, Zeolite heat pump and heat storage, Secomil International Conference on Energy Storage, Stratford-upon-Avon, England, 24-26 May (1983).
- [172] D. Jung, N. Khelifa, E. Lavemann and R. Sizmnn, Energy storage in zeolite and application to heating and air conditioning, Proc. Int. Symp. organized by Boris--Kidric inst. Chem., Ljubljana, Yugoslavia, 3-8 September (1984)
- [173] T. Asahua, M. Kosaka, H. Taoda and K. Tajiri, Thermal properties of zeolite as a heat storage material of desiccant type, Third Japan Symposium on Thermophysical Properties (1982).
- [174] : S. V. Shelton, W. J. Wepfer and D. J. Mdes, Square wave analysis of the solid-vapour adsorption heat pumps, *Heat Recovery Systems & CHP* 9(1989), pp. 233-248.
- [175] I. Chandra, V.S. Patwardhan, Theoretical studies on adsorption heat transformer using zeolite-water vapour pair. *Heat Recovery Syst CHP*;10(1990), pp.527-37.
- [176] A. Nonnenmacher and M. Groll, Chemical heat pump/heat transformer based on metal hydrogen reactions. *Metal-Hydrogen Systems*, Edited by T. N. Verziroglu. Pergamon Press, Oxford(1981), pp. 657-665.
- [177] G. Alefeld, M.C. Bauer, P. Maier-Laxhuber and M. Rothmeyer, A zeolite heat pump, heat transformer and heat accumulator, Proc. of Int' Conf. on Energy Storage, Brighton, U.K., BHRA Cranfield U.K(1981), 61-72.
- [178] G. Restuccia, G. Cacciola and R. Quagliata. Identification of zeolites for heat transformer, chemical heat pump and cooling systems. *International Journal Of Energy Research*, Vol. 12(1988), 101-111.
- [179] Yu.I. Aristov, Novel materials for adsorptive heat pumping and storage: screening and nanotailoring of sorption properties (review), *J. Chem. Eng. Jpn.* 40 (2007), pp. 1139-1153.
- [180] Yu.I. Aristov, Optimal adsorbent for adsorptive heat transformers: dynamic considerations, *Int. J. Refrig.* 32 (2009), pp. 675-686.
- [181] H. Demir, M. Mobedi, S. Ülkü, A review on adsorption heat pump: problems and solutions, *Renew. Sust. Energy Rev.* 12 (2008), pp. 2381-2403.
- [182] Li M, Huang HB, Wang RZ, Wang LL, Cai WD, Yang WM, Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker. *Renew Energy*;29(2004), pp. 2235-44. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2004.04.006>.
- [183] El-Sharkawy II, BB. Saha, S. Koyama, J. He, KC. Ng, C. Yap, Experimental investigation on activated carbon-ethanol pair for solar powered adsorption cooling applications. *Int J Refrig*;31(2008), pp.1407-13. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.03.012>.

- [184] P. Grenier, F. Meunier & M. Pons, Les différentes possibilités d'application du couple zéolithe 13X-H₂O pour le froid solaire en fonction du type de captation de l'énergie solaire. I.I.F.-I.I.R.-Commission E1-E2-Jerusalem (Israel) (1982), pp.202-07.
- [185] F. Meunier, Theoretical Performances Of Solid Adsorbent Cascading Cycles Using The Zeolite-Water And Active Carbon-Methanol Pairs: Four Case Studies. Heat Recovery Systems Vol. 6, No. 6(1986), pp. 491-498.
- [186] Byung Ha Kang And Akira Yabe, Performance Analysis Of A Metal-Hydride Heat Transformer For Waste Heat Recovery. Applied Thermal Engineering Vol. 16(1996), Nos G/9, pp. 671-690.
- [187] D.C. Wang, Y.H. Li, D. Li, Y.Z. Xia, J.P. Zhang, A Review On Adsorption Refrigeration Technology And Adsorption Deterioration In Physical Adsorption Systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010), pp. 344–353.
- [188] S.K. Henninger, G. Munz, K.-F. Ratzsch, P. Schossig, Cycle stability of sorption materials and composites for the use in heat pumps and cooling machines, Renew. Energy 36 (2011), pp. 3043-3049.
- [189] J. Jaenchen, D. Ackermann, H. Stach, Adsorption properties of aluminophosphate molecular sieves and potential applications for low temperature heat utilization, in: Proceedings of ISHPC Conference, (2002), pp. 635-638. Shanghai (P.R. China).
- [190] E.P. Ng, S. Mintova, Nanoporous materials with enhanced hydrophilicity and high water sorption capacity, Micropor. Mesopor. Mat. 114 (2008), pp. 1-26.
- [191] G. Restuccia, A. Freni, S. Vasta, YuI. Aristov, Selective water sorbent for solid sorption chiller: experimental results and modeling, Int. J. Refrig. 27 (2004), pp. 284-293.
- [192] H. Kakiuchi, S. Shimooka, M. Iwade, K. Oshima, M. Yamazaki, S. Terada, H. Watanabe, T. Takewaki, Water vapor adsorbent FAM-Z02 and its applicability to adsorption heat pump, Kagaku Kogaku Ronbun 31 (2005), pp. 273-277.
- [193] Andrea Frazzica, Alessio Sapienza, Angelo Freni. Novel Experimental Methodology For The Characterization Of Thermodynamic Performance Of Advanced Working Pairs For Adsorptive Heat Transformers. Applied Thermal Engineering Xxx (2014), pp. 1-8.
- [194] P. Neveu, J. Castaing, Development of a numerical sizing tool for a solid-gas thermochemical transformer-impact of the microscopic process on the dynamic behaviour of a solid-gas reactor. Appl Therm Eng;17 (1997), pp. 501–18.
- [195] S. Wu, T.X. Li, T. Yan, R.Z. Wang, Experimental investigation on a novel solid-gas thermochemical sorption heat transformer for energy upgrade with a large temperature Lift. Energy Conversion and Management 148 (2017), pp. 330–338.
- [196] Y.Q. Yu, P. Zhang, J.Y. Wu, R.Z. Wang. Energy upgrading by solid–gas reaction heat transformer: A critical review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (2008), pp. 1302–1324.
- [197] RZ. Wang, LW. Wang, Adsorption refrigeration-Green cooling driven by low grade thermal energy. Chin Sci Bull;50 (3) (2005), pp. 193–204.

- [198] EL Huston, GD Sandrock, Engineering properties of metal hydrides. *J Less Common Met*;74(2) (1980), pp. 435–43.
- [199] G. Li, HJ. Liu, LF. Li, Research progress of metal hydride heat pump and air-conditioner. *J Refrigerat*; (2) (2005), pp. 1–7 [in Chinese].
- [200] A. Yanoma, M. Yoneta and T. Okuda, Design and operation of the commercial-size chemical heat-pump system using metal-hydride. *Proc. 1987 ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conf*(1987), pp. 431-437.
- [201] S. Suda, Y. Komazaki, H. Narasaki and M. Uchida, Development of double stage heat pump: experimental and analytical surveys. *J. Less-Common Metals* 172-174, (1991), pp. 1092-1110.
- [202] H. Choi and A. F. Mills, Metal-hydride heat pumps for upgrading spacecraft waste heat. *J. Thermophysics Heat Transfer* 5, 135-141 (1991).
- [203] J. Bougard, R. Jadot, V. Poulain, Solid-gas reactions applied to thermotransformer design. *Int Absorpt Heat Pump Conf* 31, (1993), pp. 413–8.
- [204] H. Wang, H. Li, X. Bu, L. Wang, Effects of the generator and evaporator temperature differences on a double absorption heat transformer—different control strategies on utilizing heat sources. *Energy Convers Manage* 138 (2017), pp. 12–21.
- [205] F. Meunier, Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications. *Appl Therm Eng*18, (1998), pp.715–29.
- [206] F. Liu, J. Sui, T. Liu, H. Jin, Performance investigation of a combined heat pump transformer operating with water/lithium bromide. *Energy Convers Manage*140, (2017), pp. 295–306.
- [207] V.Goetz, F. Elie, B. Spinner, Structure and performance of single effect solid/gas chemical heat pumps. *Heat Recovery Syst CHP*13(1), (1993), pp.79–96.
- [208] L. Chen, YK. Tan, Experimental research on adsorptive performance of metallic halides. *Chem Eng*;29(5) (2001), 14–7 [in Chinese].
- [209] P. Neveu, J. Castaing, Solid-gas chemical heat pumps: field of application and performance of the internal heat recovery process. *Heat Recovery Syst CHP*;13(3), (1993), pp. 233–51.
- [210] B. Spinner, Ammonia-based thermochemical transformers. *Heat Recovery Syst CHP* (1993);13(4), pp. 301–7.
- [211] B. Spinner, M. Sorin, J. Berthiaud, N.Mazet, F. Rheault, New cascades for thermo-chemical refrigeration. *Int J Therm Sci* (2005);44:1110–4.
- [212] S. Istria, J. Castaing, P. Neveu, Energetic analysis, application field and performance of a new thermochemical sorption cycle: the multisalt system. *Appl Therm Eng* (1996);16(11), pp.875–89.
- [213] DW. Sun, Thermodynamic analysis of the operation of two-stage metalhydride heat pumps. *Appl Energy* (1996) ;54(1):29–47.
- [214] Q. Danel, Etude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie. Ecole Doctorale SMI- Science des Métiers de l'Ingénieur, le 12 Décembre 2016.

- [215] C. Reddy, S. Naidu, Waste Heat Recovery Methods And Technologies, University of Singapore, 1 1 (2013). [Online]. Available: <http://www.chemengonline.com/waste-heat-recovery-methods-and-technologies/?printmode=1>. [Accessed 02 11 2017].
- [216] N. Naik-Dhungel, Waste Heat to Power Systems, 30 May 2012. [Online]. Available: https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/waste_heat_to_power_systems.pdf. [Accessed 1 11 2017].
- [217] H. Jouhara, N. Khordehghah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, Savvas A. Tassou. Waste heat recovery technologies and applications, Thermal Science and Engineering Progress 6 (2018), pp. 268–289.
- [218] M. ALAPHILIPPE, Pascal STOUFFS. Machines thermiques motrices de petite puissance adaptées à la conversion thermodynamique d'énergie solaire : classification, exemples, perspectives. Laboratoire La TEPIUT des Pays de l'Adour Département GTE – 64000 Pau.
- [219] Abdou Touré. Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération. PhD thesis, 2010.
- [220] I. Costiuc, L. Costiuc, S. Radu, Waste heat recovery using direct thermodynamic cycle, Bull. Transilvania Univ. Braşov 8 (2) (2015).
- [221] R. Stirling, Uk patent. 4081 Royaume-Uni, 1816.
- [222] V.M. Homutescu, G. Dumitrascu et B. Horbaniuc, Evaluation of the work lost due to leaks through cylinder - displacer gap. Nantes : Proceedings of COFRET'08, 2008.
- [223] S. Wongwises, B. Kongtragool, Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. Renewable Energy, Vol. 31(2006), pp. 345-359.
- [224] T. Li, D. Tang, Z. Li, J. Du, T. Zhou, Y. Jia. Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system. Applied Thermal Engineering Vol. 33-34(2012), pp. 119-123.
- [225] C.H. Cheng, H.S. Yang, Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines. Energy, Vol. 36(2011), pp. 5899-5908.
- [226] G. Walker, Regenerative engines with dense phase working fluids - The Malone Cycle, American institute of aeronautics and astronautics, Vol.809454(1980), pp 2278-2284.
- [227] G. Walker and B. Agbi, Thermodynamic Aspects of Stirling Engines with Two-phase, two-Component Working Fluids, CSME-10, Canadian Society for Mechanical Engineering, Montréal, 2, N°1(1973), pp 1-8.
- [228] A. DER MINASSIANS, Stirling Engines for Low Temperature Solar- Thermal-Electric Power Generation. Thèse de doctorat, University of California at Berkeley, le20 décembre 2007.
- [229] B. KONGTRAGOOL, S. WONGWISES. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews 7(2002).

- [230] B. KONGTRAGOOL, S. WONGWISES. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. *Solar Energy* 81, (2007).
- [231] I. TLILI, Y. TIMOUMI, S. BEN NARSALLAH. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine powered for solar application. *Renewable Energy* 33, (2007).
- [232] S. ABDULLAH et al. Design consideration of low temperature differential double-acting Stirling engine for solar application. *Renewable Energy* 30, (2005).
- [233] K. HIRATA, M.KAWADAN, Development of a multi-cylinder Stirling engine. Proc.12th ISEC. Septembre (2005).
- [234] K. HIRATA, M.KAWADAN, Discussion of Marine Stirling Systems. 7th International Symposium on Marine Engineering. 24-28 octobre 2005.
- [235] S. IWAMOTO et al. Comparison of low and high temperature differential Stirling engines. Proc. 8th International Stirling Engine Conference (1997).
- [236] H. KARABULUT et al. An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat source. *Journal of Applied Energy* 86, (2009).
- [237] F. Steinborn, Stirling-Motor - Stand und Perspektiven - Kongress des Bundesverband Kraft-Wärme-Kopplung 12th and 13th November 2003 in Berlin Germany. <http://www.bhkwi.info.de/Stirling/Stirling.pdf>
- [238] JP Vernet, Les moteurs Stirling: Une véritable alternative aux méthodes classiques de conversion de l'énergie des Biogaz.
- [239] D.G. Thombare and S.K. Verma, Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1), (2008), pp. 1-38.
- [240] R.W. Moss, A.P. Roskilly, S.K. Nanda, Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems, *Applied Energy* 80 (2005), pp. 169-185. 16
- [241] M. T. Holtzapple et G. A. Rabroker, « Quasi-isothermal Brayton cycle engine », 6336317, 08-janv-2002.
- [242] J. Hussey, The development of a Prototype of External Heat Engine Based on the Ericsson Cycle, Thesis of Master of Science in Mechanical Engineering, University of Cape Town, South Africa, (2000). 20
- [243] D.A. Blank, C. Wu, Finite-time power limit for solar-radiant Ericsson engines in space applications, *Applied Thermal Engineering* 18 (1998), pp. 1347- 1357. 20
- [244] M. Golub, Power and efficiency of Ericsson motor, compared to modern engines, ISEC97065, 8th International Stirling Engine Conference and Exhibition, May 27-30, (1997) Ancona, Italy. 21

- [245] J. Chen, J.A. Schouten, The comprehensive influence of several major irreversibilities on the performance of an Ericsson heat engine, *Applied Thermal Engineering* 19 (1999), pp. 555-564. 21
- [246] G. B. Warren et J. W. Bjerklie, « Proposed Reciprocating Internal Combustion Engine with Constant Pressure Combustion - Combustion Chamber Separated from Cylinders (Modified Brayton Cycle) », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 690045, févr. 1969.
- [247] M. Creyx et al. Energetic optimization of the performances of hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle, *Energy*, Vol. 49(2013), pp. 229-239.
- [248] J. Wojewoda et Z. Kazimierski, Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine. *Energy*, Vol. 35(2010), pp. 2099-2108.
- [249] M. Creyx, Etude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson. Valenciennes : Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2014.
- [250] S. Bonnet. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson. Pau : thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2005.
- [251] J. Wojewoda, Z. kazimierski, Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine, *Energy* 35 (2010), pp. 2099-2108. 19
- [252] A. Touré et P. Stouffs, Modeling of the Ericsson engine, *Energy*, Vol. 76(2014), pp. 445-452.
- [253] S. Bonnet, M. Alaphilippe et P. Stouffs, Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on a Ericsson engine. 12, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 44(2005), pp. 1161-1168.
- [254] M. BLAISE. Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur : Turbosol. Thèse de doctorat, Ecole Doctorale 409 EMMA : Energie Mécanique et Matériaux, le 21 septembre 2016.
- [255] F.H. Frost, A. Anderson and B. Agnew , "A Hybrid Gas Turbine Cycle (Brayton/Ericsson): an Alternative to Conventional Combined Gas and Steam Turbine Power Plant", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy*(1997), pp. 121-131.
- [256] W.G. Le Roux, T. Bello-Ochende et J.P. Meyer. A review on the thermodynamics optimization and modeling of the solar thermal Brayton cycle. *Renew Sustain Energy Review*, Vol. 28(2013), pp. 677-690.
- [257] Song Binyang, Zhuge Weilin, Zhao Rongchao, Zheng Xinqian, Zhang Yangjun, Yin Yong, et al. An investigation on the performance of a Brayton cycle waste heat recovery system for turbocharged diesel engines. *J Mech Sci Technol*; June 2013.
- [258] M.Tardieu Alaphilippe, Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance. Pau : Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2007.

- [259] M. Alaphilippe et al, Etude d'un moteur Ericsson couplé avec un concentrateur solaire cylindroparabolique. Paris : Actes du colloque SFT, 2013.
- [260] D. van de Bor, C.I. Ferreira, A.A. Kiss, Low grade waste heat recovery using heat pumps and power cycles, *Energy* 89 (2015), pp. 864-873.
- [261] A. Verneau, Waste heat recovery by organic fluid Rankine cycle. In: Proceedings of the first industrial energy technology conference, Houston; 1979.
- [262] G. David, F. Michel, L. Sanchez, Waste heat recovery projects using organic Rankine cycle technology examples of biogas engines and steel mills applications. In: World Engineers convention; 2011.
- [263] A. Prasad, Power generation from waste heat using organic rankine cycle systems. In: Proceedings from the second industrial energy technology conference Houston, TX; 1980.
- [264] Van Long LE, Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques. Thèse de doctorat. Ecole Doctorale 409 EMMA: Energie Mécanique et Matériaux. Le 26 septembre 2014.
- [265] W. H. Wisler, *Energy Resources: Occurrence, Production, Conversion, Use*: Springer, 1999.
- [266] Michaël Marion, Ionut Voicu, Anne-Lise Tiffonnet. Etude de la transformation d'énergie solaire en énergie mécanique par un cycle de Rankine organique.
- [267] T.A. Davidson, Design and analysis of a 1 kW Rankine power cycle, employing a multi-vane expander, for use with a low temperature solar collector. Master's thesis. Massachusetts Institute of Technology; 1977.
- [268] D. L. B. Walraven, W. D'haeseleer, Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources. *Energy Convers Manag* (2013);66(0):220-33. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2012.10.003>.
- [269] Van Long LE, Michel FEIDT, Abdelhamid KHEIRI, Stéphanie JUMEL. Optimisation de la puissance de cycle organique de Rankine pour le cas supercritique en considérant le cycle endoréversible.
- [270] Kiari GONI BOULAMA, Valorisation de sources de chaleur à basse température par conversion en travail mécanique.
- [271] G. Kosmadakis, D. Manolakos, G. Papadakis, Parametric theoretical study of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination, *Renewable Energy*, 35, (2010), p.p. 989-96.
- [272] H.D.M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Ikegami, Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* Vol. 32(2007), pp. 1698-1706.
- [273] A. Franco and M. Villani, Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields, *Geothermics*, vol. 38, no. 4(2009), pp. 379–391.

- [274] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8(2011), pp. 3963–3979.
- [275] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical organic Rankine cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low temperature geothermal power generation. *Applied Energy* Vol. 88(2011), pp. 2740-2754.
- [276] F. Bertrand Tchanche, Gregory Lambrinos, Antonios Frangoudakis, and George Papadakis. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles. A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), (2011), pp. 3963-3979.
- [277] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sebastien Declaye, Pierre Dewallef, and Vincent Lemort. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22(2013), pp.168 -186, 2013.
- [278] S. Clemente, D. Micheli, M. Reini, and R. Taccani, “Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications, *Appl. Energy*, vol. 97(2012), pp. 792–801.
- [279] W. W. Husband and A. Beyene, Low-grade heat-driven Rankine cycle, a feasibility study, *Int. J. Energy Res.*, vol. 32, no. 15, pp. 1373–1382, Dec. (2008).
- [280] A. M. Delgado-Torres and L. García-Rodríguez, “Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC),” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 12, pp. 2846–2856, Dec. (2010).
- [281] X. D. Wang, L. Zhao, J. L. Wang, W. Z. Zhang, X. Z. Zhao, and W. Wu, “Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa,” *Sol. Energy*, vol. 84(2010), pp. 353–364.
- [282] J. L. Wang, L. Zhao, and X. D. Wang, A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 11, pp. 3366–3373, Nov. (2010).
- [283] L. Jing, P. Gang, and J. Jie, Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas, *Appl. Energy*, vol. 87, no. 11, pp. 3355–3365, Nov. (2010).
- [284] Y. A. M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, Small hybrid solar power system, *Energy*, vol. 28, 14, 1427–1443, Nov. (2003).
- [385] JL. Wolpert, SB. Riffat, Solar-powered Rankine system for domestic applications. *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, pp. 281-289.
- [286] F. Calise, C. Capuozzo, L. Vanoli. Design and parametric optimization of an organic Rankine cycle powered by solar energy. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 6(2013), pp. 178-204.
- [287] L. Dong, H. Liu, and S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2119–2126, Aug. 2009.

- [288] U. Drescher and D. Brüggemann, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 1, pp. 223–228, Jan. 2007.
- [289] Low grade heat conversion: <http://www.hindawi.com/journals/mpe/2012/124280/> [Taken on 2/5/2014].
- [290] Kiyarash Rahbar, Saad Mahmoud, Raya K. Al-Dadah, Nima Moazami, and Seyed A. Mirhadizadeh. Review of organic rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*, 134(2017), pp.135-155.
- [291] F. Yang, H. Zhang, S. Song, C. Bei, Wang H, Wang E. Thermo-economic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle for exhaust waste heat recovery of a diesel engine. *Energy* (2015); 93, pp. 2208–28.
- [292] M.H. Yang, R.H. Yeh, Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. *Energy* (2015);82:256–68.
- [293] H. G. Zhang, E. H. Wang, and B. Y. Fan, A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine, *Appl. Energy*, vol. 102(2013), pp. 1504–1513.
- [294] A. Moghees Ahmad, M. N. Karimi. Thermodynamic Analysis of Kalina Cycle. *International Journal of Science and Research (IJSR) Vol 5 Issue 3(2016)*, pp. 2244-2249.
- [295] A. Kalina, Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. *Am Soc Mech Eng, (Pap); (United States) 1983; 83-JPGC-GT*.
- [296] H. Chen, *Converting Low-Grade Heat into Electrical Power* (2011). [Internet document, accessed 8 August 2011]. Available at <http://www.eng.usf.edu/~hchen4/index.htm>.
- [297] M.A. Korobitsyn, *New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles* (1998). Febodruk BV, Enschede. ISBN 9036511070.
- [298] A. Poullikkas, An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 9(2005),pp. 409–443.
- [299] X. Zhang, M. He, Y. Zhang, A review of research on the Kalina cycle, *Renewable and sustainable Energy Reviews*, Vol.16 (2012), pp. 5309 – 5318.
- [300] E. Rogdakis, K. Antonopoulos, A high efficiency NH₃/H₂O absorption power cycle. *Heat Recovery Systems and CHP Vol. 11(1991)*, pp. 263-275.
- [301] M.B. Ibrahim, R.M. Kovach, A Kalina cycle application for power generation. *Energy Vol. 18(1993)*, pp. 961-969.
- [302] P. Lolos and E. Rogdakis. A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy Vol. 34(2009)*, pp. 457-464.
- [303] C. Dejfors, E. Thorin, G. Svedberg. Ammonia-water power cycles for direct-fired cogeneration applications. *Energy Conversion and Management Vol. 39(1998)*, pp. 1675-1681.

- [304] T, A. Gelu. Analysis of Stirling engine and comparison with other technologies using low temperature heat sources. Mémoire d'un Master, mai 2014.
- [305] S. Broberg Viklund, M.T. Johansson . Technologies for utilization of industrial excess heat: Potentials for energy recovery and CO2 emission reduction . *Energy Conversion and Management* 77 (2014), pp. 369–379.
- [306] J. Fischer, Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles, *Energy*, 36 (2011), pp. 6208-6219.
- [307] M. Steffen, M. Löffler, K. Schaber, Efficiency of a new Triangle Cycle with flash evaporation in a piston engine, *Energy*, 57 (2013), pp. 295-307.
- [308] Md Arbab Iqbal et al. Power generation from low grade heat using trilateral flash cycle. *Energy Procedia* 110 (2017), pp. 492 – 497.
- [309] N.A. Lai and J. Fischer, Efficiencies of power flash cycles. *Energy*, (2012). 44(1): pp. 1017-1027.
- [310] I. Smith, N. Stosic and C. Aldis, Trilateral flash cycle system a high efficiency power plant for liquid resources. *Proceedings World Geothermal Congress 1995*, 1995: pp. 2109.
- [311] Zhi Lie al. Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery. *Energy Procedia* 142(2017), pp. 1441–1447.
- [312] R. F. Garcia, B.F. Sanz. The behaviour of some working fluids applied on the trilateral cycles with isothermal controlled expansion. *Br J Appl Sci Technol*(2015);9:450–63. <http://dx.doi.org/10.9734/BJAST/2015/18624>.
- [313] C. Zamfirescu , I. Dincer, Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle, *Thermochimica Acta*, Vol.477 (2008), pp. 7 – 15.
- [314] I. K. Smith, Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 207(1993), pp. 179-194, August 1 1993.
- [315] B.W. Brown and G. L Mines, Flowsheet simulation of the trilateral cycle", *Geothermal Resources Council Transactions*, Vol. 22(1998), 20-23 September, pp. 373.
- [316] I.K. Smith, R.P.M. Dasilva, Development of the trilateral flash cycle system. 2. Increasing power output with working fluids mixtures, *Journal of Power and Energy*, Vol. 208, No.A2 (1994), pp. 135-144.
- [317] I.K. Smith, N. Stosic, C.A. Aldis, Development of the trilateral flash cycle system. 3. The design of high-efficiency two-phase screw ex panders, *Journal of Power and Energy*, Vol.210, No.1 (1996), pp. 75-93.
- [318] M. Oreijah, A. Date, A. Akbarzadaha , Comparison between Rankine Cycle and Trilateral Cycle in Binary System for Power Generation, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 464 (2014), pp 151-155.

[319] H. Chen, The conversion of low-grade heat into power using supercritical Rankine cycles (PhD thesis), Department of Chemical & Biomedical Engineering, College of Engineering, University of South Florida, Theses and Dissertations, Paper 3447(2010). Available online at: <http://scholarcommons.usf.edu/etd/3447>.

[320] : <http://www.staff.city.ac.uk/~ra601/grc2005.pdf>

CHAPITRE II

**Aperçu sur la thermo-
transformation à sorption et
les dispositifs de conversion
de l'énergie thermique**

Chapitre II : Aperçu sur la thermo-transformation à sorption et les dispositifs de conversion de l'énergie thermique

Introduction

Après avoir donné dans le premier chapitre un aperçu historique sur les travaux de recherche portant sur les procédés de la thermo-transformation à sorption physique (ab ou ad-sorption) et les dispositifs de conversion de l'énergie thermique et plus particulièrement les machines fonctionnant aux cycles de Joule et de Rankine Organique, il serait approprié de compléter leurs descriptions dans ce deuxième chapitre par l'examen des différents aspects théoriques utiles à la compréhension du comportement thermodynamique de ces systèmes, de leurs modes de fonctionnement, des diagrammes thermodynamiques utilisés, des différents fluides de travail (couple réactif) mis en jeu, et finalement des critères d'évaluation de ces systèmes énergétiques et des différentes pistes pour les améliorer. Ce chapitre regroupera également une classification des différentes architectures possibles pour chaque système.

II.1. Zoom sur la thermo-transformation à sorption

Face aux prévisions d'épuisement inéluctable des ressources mondiales en énergie fossile (pétrole, gaz, charbon...), en énergie d'origine thermonucléaire (uranium, plutonium...), face aux multiples crises pétrolières, économiques, aux changements climatiques dus à l'effet de serre et face à la croissance du coût énergétique liée à l'augmentation de la demande et à la diminution des stocks due aux rejets thermiques (naturels et industriels) non valorisés à cause de son potentiel qui reste moins attractif pour les différentes applications énergétiques.

Dans ce contexte, la valorisation et la récupération des rejets thermique de bas potentiel constitue donc une voie prometteuse pour la réduction de la consommation d'énergie fossile et l'optimisation énergétique. Une solution pertinente pour exploiter le potentiel énergétique des nombreuses chaleurs qui sont abondantes sans grand intérêt par le biais des pompes à chaleur, est une mesure attractive aux niveaux énergétique et économique. Cette machine pouvant technologiquement faire passer la chaleur d'un niveau de température bas vers un autre plus élevé. C'est donc un système qui permet de valoriser utilement de l'énergie sous forme de chaleur lors de son aspiration d'une source froide pour être refoulée vers une source chaude à température plus élevée. [1]

Le principe de fonctionnement des pompes à chaleur est basé soit sur un cycle à compression mécanique, ou sur un cycle à compression thermique. La première catégorie consiste à utiliser pour

produire de la chaleur (chauffage domestique), ou encore du froid (les réfrigérateurs domestiques) et de la chaleur de manière alternée (groupes réversibles) ou simultanée (les installations de climatisation automobiles et domestiques). Les principaux éléments d'une telle pompe à chaleur à compression mécanique sont : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur (voir Figure II.1(a)) ou les vapeurs issues (réfrigérant ou frigorigène) de l'évaporateur sont comprimés et chauffés à une pression et température plus élevées par un compresseur mécanique (entraîné par un moteur électrique ou thermique). Ce type des pompes à chaleur sont les plus répandues en raison de leur simplicité de conception, consommant exclusivement de l'énergie mécanique, elles entrent dans la catégorie des systèmes au moins dithermes [2]. Cependant, ces dernières présentent des inconvénients tels que : le bruit causé par leurs fonctionnement, les coûts élevés due entre autre à la maintenance des compresseurs et les émissions des fluides employés dans ces machines (CFC, HCFC et HFC) qui sont suspectés d'augmenter l'effet de serre [3].

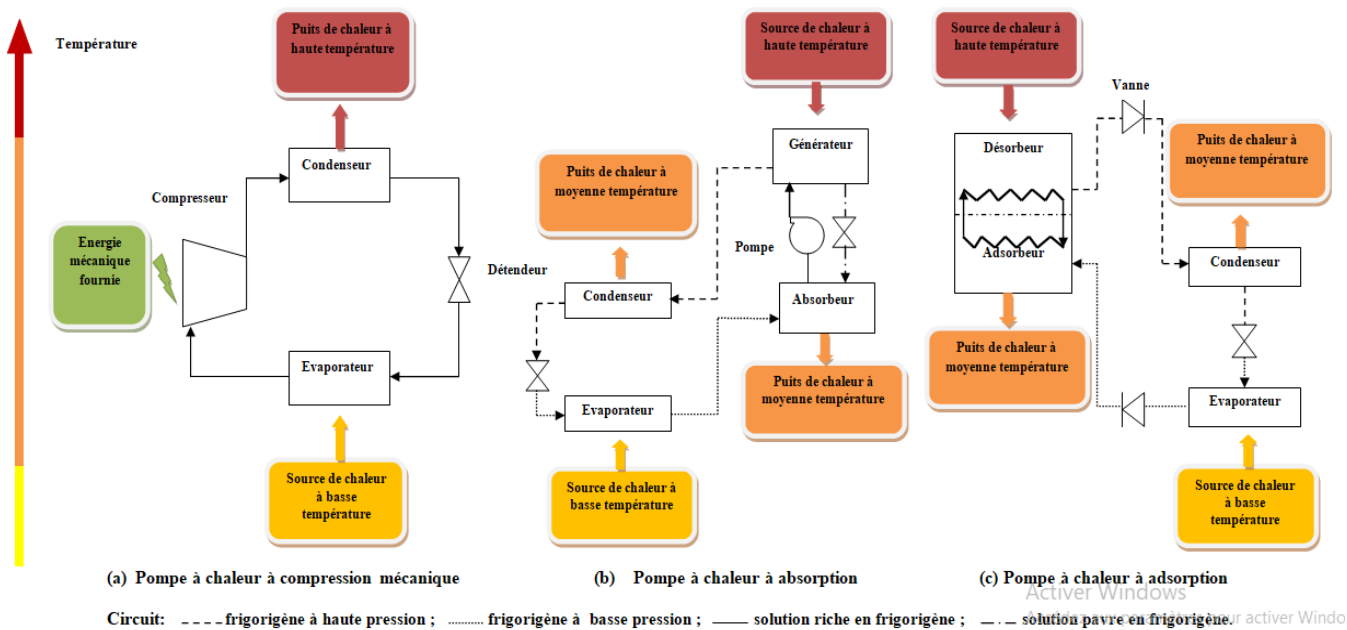


Figure II.1. Schéma représentatif des différentes pompes à chaleur

La deuxième catégorie comprend les pompes à chaleur à compression thermique de vapeur qui se différencient des pompes à chaleur à compression mécanique par le fait que c'est un système qui fonctionne avec trois sources de chaleur (tritherme). Dans lesquels la compression mécanique du fluide frigorigène est remplacée par une compression thermique (système à sorption) couplé à un générateur de chaleur. Parmi celles-ci, on peut citer les PAC à absorption (figure II.1(b)) et les PAC à adsorption (figure II.1(c)). Le fluide véhiculé dans le système selon le cycle thermodynamique d'une PAC à

absorption est un couple frigorigène/absorbant. Tant que le couple adsorptif est composé d'un adsorbant (solide) et adsorbat (réfrigérant) selon le cycle thermodynamique d'une PAC à adsorption. L'aspiration de la vapeur de frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant dans l'absorbeur qui présente une grande affinité pour ce fluide ou dans l'adsorbeur par l'intermédiaire d'un solide adsorbant c'est-à-dire que l'adsorption (fixation) se fait sur la surface du solide qui présente une grande affinité pour le frigorigène et elle peut se fixer de deux manières: soit par **l'adsorption physique** ou **physisorption** correspondant à des liaisons physique plus faible du type Van der Waals. Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une chaleur d'adsorption assez faible (de l'ordre de 5 à 25 KJ/mole), parfaitement réversible [4,5] et qui est en outre favorisée par une basse température [6]; soit par **l'adsorption chimique** ou **chimisorption** correspondant à des liaisons chimiques très importantes de type liaisons ioniques ou covalentes avec transformation de la structure chimique des molécules de l'adsorbant [7]. La chaleur d'adsorption mise en jeu est en général assez grande, dépassant les 80 KJ/mole [4,5]. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) et favorisée par une haute température [6]. Par conséquent seule l'adsorption physique sera abordée dans ce travail.

Cauchepin [8] est cité l'intérêt énergétique de l'utilisation des pompes à chaleur à compression thermique qui dû à la plus grande disponibilité de la chaleur par rapport à l'énergie mécanique qui dépend de différentes sources surtout électriques qui sont parfois assez couteuses. D'autre part pour assurer une même tâche donnée, les PAC à compression mécanique nécessitent un équivalent d'énergie mécanique W plus grand que celui consommé par les deuxièmes.

Par ailleurs toute transformation d'énergie faisant intervenir de l'énergie mécanique est source d'irréversibilité. Il est donc plus intéressant de développer des systèmes trithermes qui ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels on peut espérer des sources d'irréversibilités moins élevées, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique [9].

De surcroit les pompes à chaleurs trithermes peuvent être globalement considérées comme plus simples et peut être aussi plus efficaces que celles à compression mécaniques [8].

L'intérêt environnemental de l'utilisation des pompes à chaleur à compression thermique peut être exprimer par l'utilisation des fluides inorganiques non nocifs pour l'environnement, par contre celles à compression mécaniques qui nécessite l'utilisation fluides frigorigènes tels que (CFC, HCFC et HFC) qui ont été considérées comme responsables de la détérioration de la couche d'ozone de notre planète (effet de serre et l'accroissement de la température moyenne globale de la planète)[9].

Le cycle fondamental à sorption de gaz (d'ab et d'ad-sorption) dans une solution liquide ou sur la surface d'un solide comportent deux processus principales : l'un des processus est endothermique producteur de gaz (frigorigène) dans un ensemble (condenseur/désorbeur), l'autre processus est

exothermique consommateur de gaz dans l'ensemble (évaporateur/ab ou ad-sorbent). Le fluide frigorigène est alors de nouveau désorbé du l'absorbant ou du l'adsorbant par un apport de chaleur supplémentaire pour assurer la réversibilité de système.

Les machines thermiques à sorption de gaz permettent la production ou le stockage de froid et/ou de chaleur [10]. La différence entre ces différentes configurations consiste à la différence du niveau de pression dans les deux ensembles des échangeurs thermiques (le condenseur/désorbent et l'évaporateur/ab ou ad-sorbent), qui influe sur les niveaux de température des flux de chaleur.

Selon le but recherché (la production ou le stockage de froid et/ou de chaleur), plusieurs configurations possibles : une configuration à une fonction de stockage lorsque le niveau de la pression au cours de deux processus est le même. D'autres cas où les deux processus s'effectuent à des pressions différentes, les niveaux de température sont également différents : la configuration peut alors fonctionner comme pompe à chaleur ou en production de froid ou encore un transformateur de chaleur [10].

Comme mentionné précédemment, ce travail concerne les machines thermiques à sorption mais avec, cependant, un intérêt particulier pour la dernière configuration des cycles à sorption « transformateur de chaleur à sorption » qui est juste exposée dans la section suivante.

II.1.2. Les thermo-transformateurs à absorption

Les thermo-transformateurs (transformateur de chaleur) sont des machines trithermes (nécessitent au moins trois sources de chaleurs) capables de revaloriser le potentiel thermique des chaleurs perdues inexploités (naturelles ou industrielles) à un niveau moyen de température en chaleur utile à un potentiel thermique élevé et en chaleur rejetée vers l'atmosphère à température proche de celle ambiante (production du froid). Cette partie est centrée sur l'étude des machines ou des systèmes de la thermo-transformation à absorption capables de fonctionner avec un niveau intermédiaire de température et de répondre à la question « Comment valoriser l'énergie thermique de bas potentiel ? ». Selon [11], l'analyse de l'intégration de procédés de conversion énergétique implique habituellement une approche basée sur l'adéquation entre les sources et puits énergétiques d'une part, les demandes et rejets du procédé à mettre en œuvre d'autre part, enfin les irréversibilités. Dans le cas où les sources et puits, demandes et rejets sont uniquement thermiques, il ne s'agit de mettre en œuvre que des transformations énergétiques dans ces procédés, comme la souligné Bittrish et Hebecker [12], et non de la conversion comme le traite Alefeld et Radermacher [13]. Les transformateurs de chaleur à absorption sont des processus physico-chimiques qui reposent sur l'équilibre physique qui existe lorsque une phase gazeuse (l'absorbant) diffuse vers le film d'une phase liquide (l'absorbant) dans lequel l'opération (absorption) est un processus exothermique où la chaleur valorisée produite à niveau élevé de température est considéré comme énergie noble. Ce phénomène est parfaitement réversible,

par lequel l'absorbat se détache de l'absorbant par un processus endothermique nommé la désorption grâce à un apport d'énergie à moyen niveau thermique. Les deux phénomènes se produisent dans certaines conditions physiques (pression, température).

II.1.2.1. Mode de fonctionnement d'un thermo-transformateur à absorption

La figure II.2 représente schématiquement le principe de fonctionnement d'un thermo-transformateur à absorption mono-étagé. Celui-là est constitué d'un générateur (désorbeur), d'un absorbeur, d'un évaporateur, d'un condenseur, d'un échangeur de solution, de deux pompes et d'un détendeur. La solution riche en frigorigène reçoit une quantité de chaleur Q_G de la source de bas potentiel à la température intermédiaire. Ceci provoque la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissout dans la solution. À la sortie du générateur la vapeur de frigorigène arrive dans le condenseur (au point 7) où elle subit une condensation (rejet de la chaleur Q_C). Le fluide à l'état liquide (au point 8) est pompé et pressurisé à la pression de l'évaporateur (au point 9). Dans ce dernier, l'évaporation s'effectue par un apport de chaleur à la température moyenne et à haute pression. La vapeur issue de l'évaporateur (au point 10) est admise dans un absorbeur contenant une solution dite "pauvre", provenant du générateur (au point 3), elle se dissout de manière exothermique dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. Il s'agit donc, de l'absorption accompagnée d'un dégagement de chaleur Q_{Abs} (Q_{U1}) au niveau de l'absorbeur vers un puits de niveau thermique plus élevé à T_{Abs} (T_{U1}). Le mélange est de nouveau préchauffé par un échangeur thermique (au point 5) en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom «échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le COP. Par la suite, le mélange est détendu dans le détendeur (point 6). Il entre dans le désorbeur pour recommencer le cycle.

II.1.2.2.1. Critère technique

a- L'absorbant

- La différence entre les températures d'ébullition de fluide frigorigène et l'absorbant doit être plus importante possible afin que la séparation des deux constituants soit la meilleure possible.
- L'absorbant ait une grande affinité vis à vis du réfrigérant.
- L'adsorbant doit avoir une viscosité, une tension superficielle et une capacité thermique le plus faible possible. (Ces caractéristiques facilitent la mise en circulation des solutions liquides et favorisent les transferts de chaleur et de matière lors de l'absorption [17] L'adsorbant doit avoir des bonnes propriétés thermochimiques aux conditions de fonctionnement (avoir un point de fusion maximal admissible de l'absorbant afin d'éviter la possibilité de cristallisation)
- L'absorbant doit être chimiquement et thermiquement stable, non corrosif, non toxique et non explosifs.

b- Le réfrigérant

- Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation et une affinité élevée avec l'absorbant afin d'avoir un taux de circulation faible entre le générateur et l'absorbeur.
- Le réfrigérant doit être caractérisé par des propriétés qui favorise le meilleur transfert de masse et de chaleur (faible viscosité et tension superficielle, conductivité thermique élevée,...)
- Le réfrigérant doit avoir des bonnes propriétés thermochimiques aux conditions de fonctionnement (La température critique du réfrigérant doit être très supérieure à la température maximale du cycle et sa température de congélation doit être inférieure à la température minimale du cycle, ainsi la pression du réfrigérant à la température la plus basse du cycle soit au moins égale à la pression atmosphérique pour éviter le fonctionnement à sous-vide et le problème des fuites)
- le réfrigérant devrait être non toxique et non corrosif.

II.1.2.2.2. Critère écologique

- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être utilisés sans aucun risque pour l'environnement, dont le potentiel de déplétion de la couche d'ozone (ODP) devrait être nul et le potentiel de réchauffement planétaire (GWP) devrait rester sous une certaine valeur déterminée par la législation européenne (1300-1800).

II.1.2.2.3. Critère économique (coût d'investissement et d'exploitation)

- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être peu coûteux (prix abordable) et disponibles.

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation faite par Marcriss et al. [18,19] sur les fluides a permis d'établir une liste d'environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels. Cependant, le NH₃/ H₂O et H₂O/ LiBr sont les seuls couples qui soient utilisés pour les cycles à absorption car ils remplissent le plus de critères.

La comparaison entre ces deux fluides concernant son adaptation pour les cycles de la thermo-transformation à absorption a été effectuée par plusieurs études [14, 20, 21]. Cette comparaison montre que le couple LiBr/H₂O est plus performant et donc bien adapté aux transformateurs de chaleur à absorption malgré les contraintes présentées par ce dernier (corrosif, viscosité importante, solubilité limitée, limite de température et risque de cristallisation), par contre le deuxième couple H₂O/NH₃(haute pression de travail et faible niveau de sécurité) est préféré pour les systèmes de production de froid malgré son caractère le moins corrosif par rapport le LiBr/H₂O.

II.1.2.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés

II.1.2.3.1. Diagramme d'Oldham (Diagramme $\log p / - 1/T$)

Ce diagramme est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption ; l'axe des abscisses est gradué en $(-1/T)$ et l'axe des ordonnées en $(\ln(p))$. La figure II.3, montre un tel diagramme qui ressemble beaucoup au diagramme d'Oldham du couple ammoniac-eau. Néanmoins certaines différences apparaissent :

- Seule figure, à gauche, la pression de vapeur du frigorigène, l'eau en l'occurrence. La courbe de sel absorbant, le bromure de lithium, ne figure pas à droite ;
- On voit apparaître, en bas et à droite deux courbes de cristallisation de deux hydrate différents : LiBr, H₂O et LiBr, 2 H₂O ; à partir de ces courbe, vers le bas et la droite, la phase solide apparaissant, les mélanges ne sont plus utilisables dans le système frigorifique ;
- Il n'y'a pas de courbes correspondant aux teneurs de la phase gazeuse. Celle-ci est toujours constituée d'eau pure [22].

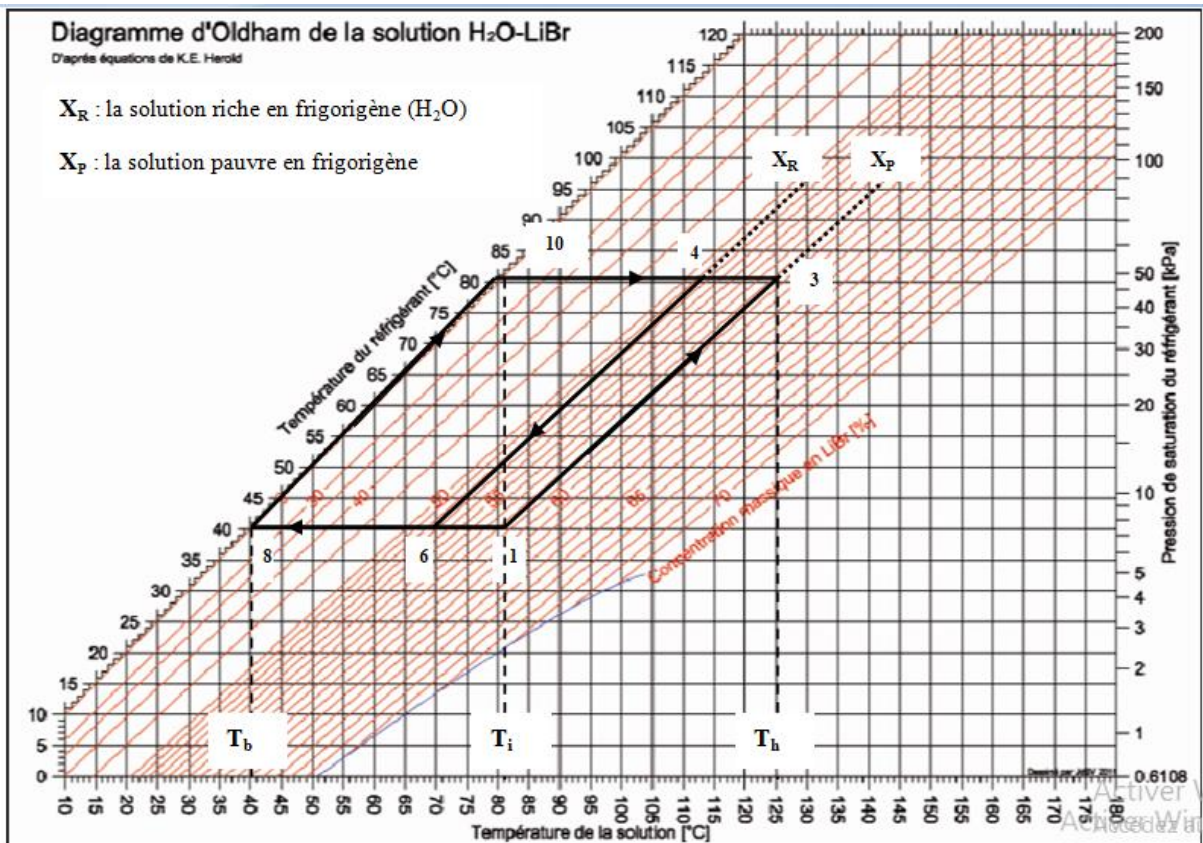


Figure II.3. Diagramme d'Oldham relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr).

II.1.2.3.2. Diagramme de Merkel (enthalpie-concentration)

Le diagramme d'Oldham permet d'avoir une représentation du cycle, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine [23]. Cependant le diagramme de Merkel permet une étude complète du cycle à absorption car il donne plus de renseignement sur le bilan énergétique des différents constituants du cycle. Il s'agit d'un diagramme enthalpie-concentration paramétré en pression et température pour l'absorbant et en pression pour le réfrigérant.

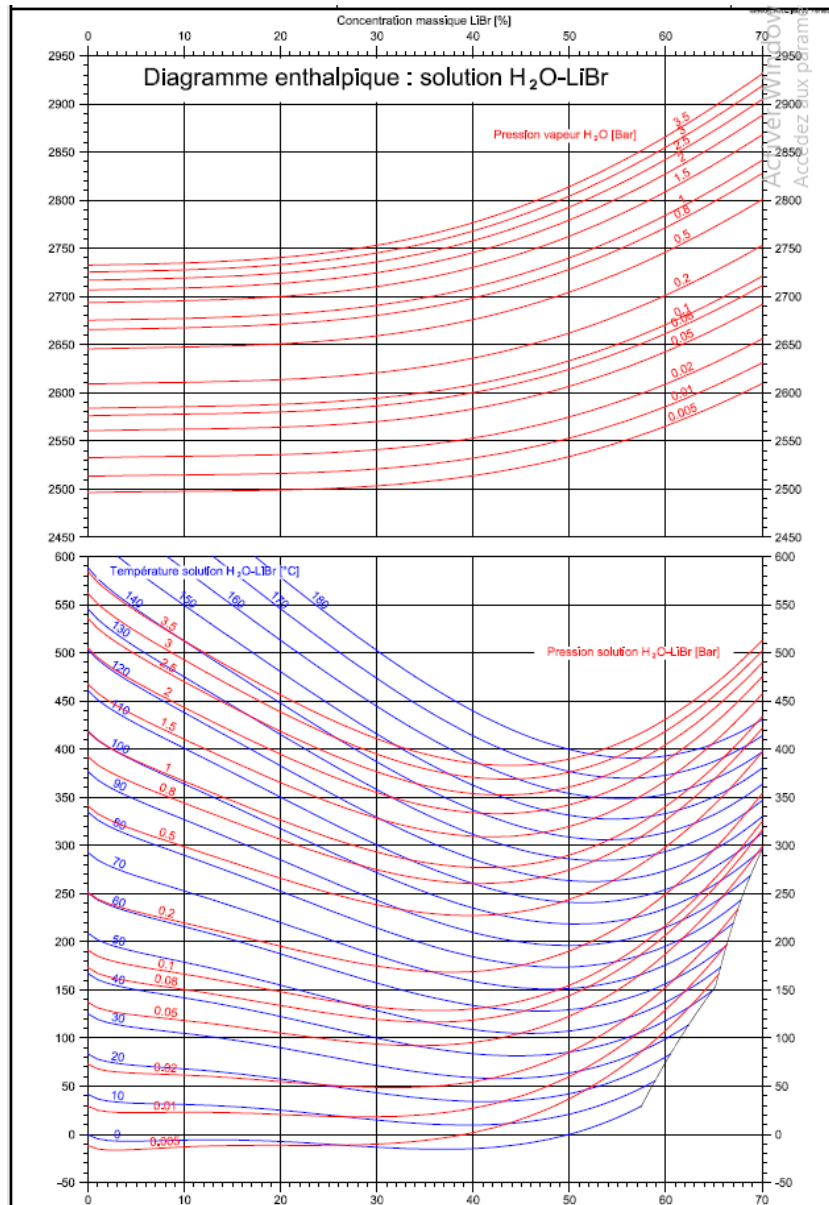


Figure II.4. Diagramme de Merkel relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr).

II.1.2.4. L'efficacité énergétique et exergetique d'un thermo-transformateur à absorption

L'efficience est une mesure de l'efficacité et / ou de la performance d'un système. Bien qu'il puisse prendre différentes formes et différents noms selon l'application et le but du système [24], il peut généralement être défini comme étant la ration de la sortie désirée par rapport au entrée requise. Parce que la sortie désirée est différente pour une pompe à chaleur et un thermo-transformateur, leur efficacité est définie différemment. Dans ce cas, les performances d'une pompe à chaleur et un thermo-transformateur peuvent être exprimées par son coefficient de performance (COP).

L'efficacité (la performance) énergétique et exergetique d'un système sont évaluées essentiellement par le biais des critères quantitatifs caractérisant la fiabilité du système et établis sur la base de la première et seconde loi de la thermodynamique.

L'analyse thermodynamique selon la première loi de la thermodynamique stipule que l'énergie doit être conservée dans tout le système. Ainsi, cette loi impose simplement la restriction au cycle selon laquelle l'énergie thermique sortant du système doit être égale à l'énergie thermique totale qui y pénètre plus toute énergie créée. Ce type d'analyse permet donc de quantifier les attributs du cycle tels que la fraction de chaleur résiduelle recyclée par le système. Cependant l'analyse thermodynamique selon la seconde loi de la thermodynamique doit être utilisée pour quantifier toutes les irréversibilités et les non-idéalités au sein des composants [25]. De même Jernqvist et al. [26] ont déduit que l'analyse selon la seconde loi thermodynamique (le rendement exergetique) devrait être considérée comme une alternative à l'analyse selon la première loi thermodynamique (efficacité thermodynamique), puisque elle prend en compte d'une manière appropriée les pertes d'exergie qui se produisent inévitablement dans le système. Ceci confirme que l'analyse selon la seconde loi thermodynamique devrait être utilisée en complément de l'analyse selon la première loi.

Les paramètres d'analyse de la première loi thermodynamique utilisés sont le coefficient de performance du système (COP_I) tandis que les paramètres de la seconde loi sont les paramètres exergetique (COP_{II}).

II.1.2.4.1. Le coefficient de performance

Le coefficient de performance du cycle de la thermo-transformation est défini comme étant le rapport de la quantité de chaleur utile produite évacuée au niveau de l'absorbeur et la somme des quantités de chaleur consommées par le générateur et l'évaporateur et l'énergie mécanique fournie aux pompes.

a- Le coefficient de performance théorique

Le coefficient de performance d'un cycle idéal (Carnot) réversible d'une machine tritherme en mode thermo -transformateur (COP_c) qui échange de la chaleur à trois niveaux de température (Q_h à haute température T_h évacuée au niveau de l'absorbeur ; Q_i à température intermédiaire T_i consommée par le générateur et l'évaporateur et Q_b à basse température T_b atteinte au niveau du condenseur), sans perte de charge et qui ne nécessitant pas de travail mécanique pour assurer la circulation de fluide est exprimé comme :

$$COP_c = \frac{Q_h}{Q_i}$$

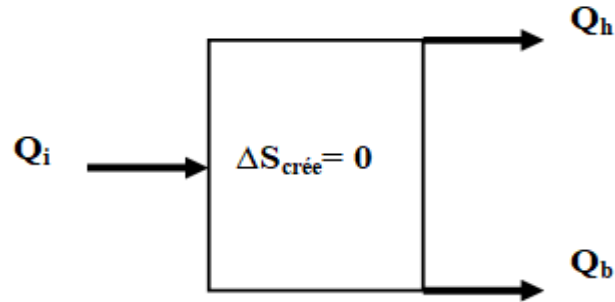


Figure II.5. Système tritherme.

L'application du premier (conservation quantitative de l'énergie) et du second (dégradation qualitative de l'énergie) principes de la thermodynamique (conservation quantitative de l'énergie), conduit à :

$$Q_h + Q_b = Q_i \quad (\text{II.1})$$

$$\frac{Q_h}{T_h} + \frac{Q_b}{T_b} = \frac{Q_i}{T_i} + \Delta S_{\text{créé}} \quad (\text{II.2})$$

On divise les deux équations par Q_i , on obtient :

$$\frac{Q_b}{Q_i} = 1 - \frac{Q_h}{Q_i} \quad (\text{II.3})$$

$$\frac{Q_h}{Q_i} * \frac{1}{T_h} + \frac{Q_b}{Q_i} * \frac{1}{T_b} = \frac{1}{T_i} \quad (\text{II.4})$$

Dans le cas d'un cycle réversible, la production d'entropie est nulle ;

De (II.3) on tire : $\frac{Q_b}{Q_i} = 1 - COP_{\text{AbHT},c}$ que l'on remplace ensuite dans l'équation (II.4) pour obtenir :

$$COP_{\text{AbHT},c} * \frac{1}{T_h} + (1 - COP_{\text{AbHT},c}) * \frac{1}{T_b} = \frac{1}{T_i} \rightarrow COP_{\text{AbHT},c} = \frac{\frac{1}{T_i} - \frac{1}{T_b}}{\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_b}} \quad (\text{II.5})$$

L'expression (II.5) devient après simplifications :

$$COP_{\text{AbHT},c} = \frac{(T_b - T_i)}{T_i} * \frac{T_h}{(T_b - T_h)} = \frac{(T_c - T_E)}{T_E} * \frac{T_{U1}}{(T_c - T_{U1})} \quad (\text{II.6})$$

Avec T_{U1} , T_E et T_C les températures supposées constantes au niveau de l'absorbeur, l'évaporateur et le condenseur, respectivement

b- Le coefficient de performance pratique

Le COP d'un cycle réel de la thermo-transformation est défini comme étant la ration de la quantité de chaleur utile produite évacuée au niveau de l'absorbeur par rapport aux quantités de chaleur consommées par le générateur et l'évaporateur et l'énergie mécanique fournie aux pompes

$$COP_{I,AbHT} = \frac{Q_{U1}}{Q_E + Q_G + \Sigma W_P} \quad (II.7)$$

II.1.2.4.2. L'exergie

L'exergie ou bien le coefficient de performance exergetique, elle est définie comme le travail maximal qui peut être extrait d'une source de chaleur. Cette dernière est considérée comme conservée dans un processus idéal, mais détruite dans les processus réels. Ce paramètre d'évaluation, il est défini comme le rapport de l'exergie utile à l'exergie investie [17].

Selon les mêmes auteurs [17], le rendement exergetique représente l'efficacité du système en ce qui concerne l'usage de l'exergie.

$$COP_{II,AbHT} = \frac{|Q_{U1}| * \left(1 - \frac{T_0}{T_{U1}}\right)}{|Q_G| * \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + |Q_E| * \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) + \Sigma |W_P|} \quad (II.8)$$

Lorsque la température de la source froide (T_C) est égale à celle de milieu environnant (T_0), nous obtenons :

$$COP_{II,AbHT} = \frac{|Q_{U1}| * \left(1 - \frac{T_C}{T_{U1}}\right)}{|Q_G| * \left(1 - \frac{T_C}{T_G}\right) + |Q_E| * \left(1 - \frac{T_C}{T_E}\right) + \Sigma |W_P|} \quad (II.9)$$

Lorsque l'énergie thermique fournie au générateur et à l'évaporateur est à la même (température T_i), nous obtenons :

$$COP_{II,AbHT} = COP_{I,AbHT} * \frac{(T_b - T_h)}{T_{U1}} * \frac{T_i}{(T_b - T_i)} = \frac{COP_{I,AbHT}}{COP_{AbHT,c}} \quad (II.10)$$

II.1.2.5. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un thermo-transformateur à absorption

II.1.2.5.1. Le taux de circulation (le débit spécifique de solution)

Ce paramètre présente une influence importante dans la conception et l'optimisation de la machine à absorption, car il est directement lié à la taille et le coût du générateur, absorbeur de l'échangeur de chaleur, et la pompe. Donc, il donne une indication de la taille de la machine à absorption par unité de production de chaleur [17]. Il est exprimé comme la ration des flux massiques de la solution pauvre en frigorigène ou concentré (\dot{m}_c) entrantes dans l'absorbeur par rapport aux flux massiques de la vapeur de fluide frigorigène (\dot{m}_f) sortant du générateur.

$$F = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{10}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_7} \quad (\text{II.11})$$

L'influence de ce paramètre est perceptible une fois examinée l'expression de coefficient de performance établir en fonction des enthalpies massiques au niveau des différents points du cycle. La méthode suivie pour la détermination de ces dernières sera décrite ultérieurement.

$$\text{COP} = \frac{F \cdot h_3 + h_{10} - (F+1) \cdot h_4}{F \cdot h_1 + h_7 - (F+1) \cdot h_6 + h_{10} - h_9 + \sum W_p} \quad (\text{II.12})$$

La valeur du débit spécifique de solution devrait être bien choisie (l'objectif général est de minimiser sa valeur) de façon à réduire au maximum la puissance absorbée par la pompe.

II.1.2.5.2. Le saut thermique

Appelée aussi gain de température brute (GTL) ou bien élévation de la température, ce paramètre représente l'élévation maximale de température qu'il est possible d'obtenir. Ce dernier permet de quantifier le potentiel thermique de la valorisation qui est l'objectif des procédés de la thermo-transformation. Il est défini comme la différence de température entre celle atteinte au niveau de l'absorbeur et celle atteinte au niveau de l'évaporateur. Ce paramètre est considéré comme un critère d'évaluation et d'optimisation à la fois, Plus la valeur de (GTL) est importante plus la machine est puissante.

$$\text{GTL (AbHT)} = T_{U1} - T_E \quad (\text{II.13})$$

II.1.2.5.3. Efficacité de l'échangeur de chaleur (économiseur)

Est utilisé essentiellement pour récupérer l'énergie thermique du cycle et donc d'augmenter la performance, en particulier dans les transformateurs de chaleur à absorption où un échangeur de chaleur supplémentaire installé entre le générateur et l'absorbeur sous le nom d'un échangeur de solution. Ce dernier utilisé pour préchauffer la solution riche en frigorigène provenant du l'absorbeur en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre en frigorigène allant de générateur au l'absorbeur. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60 % [27].

Selon Barragán et al. [28] et Parham et al.[29], l'introduction d'un autre échangeur de chaleur au sein d'un cycle conventionnel d'un transformateur de chaleur à absorption au lieu de l'échangeur de solution pour préchauffer le liquide de refroidissement de l'absorbeur (TTA type III) permet d'augmenter le COP de la SSHT standard d'environ 10%, ou bien l'introduction d'un autre échangeur de chaleur supplémentaire au sein du configuration modifiée (TTA type III) introduit à l'entrée de l'évaporateur (TTA type IV) à un effet améliorant sur la performance et l'efficacité globale du cycle. L'efficacité de l'économiseur (ϵ) peut être définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible.

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2}$$

(II.14)

Avec $0 \leq \epsilon \leq 1$

II.1.2.5.4. Paramètres opératoires

a- Influence des différentes températures de fonctionnement

Les performances techniques et économiques des thermo-transformateurs à absorption dépendent des températures des puits et sources de chaleur disponibles et le niveau thermique souhaité. Ainsi l'interaction entre ces conditions de fonctionnement affecte le COP et limite le fonctionnement du cycle, voyons que ces paramètres peuvent être modifiés pour améliorer la performance du cycle étudié. L'influence des différentes températures de fonctionnement sur les performances d'un cycle de la thermo-transformation sera présenté plus en détaille dans le dernier chapitre.

b- Influence de la pression de travail

La pression de travail est essentiellement liée aux dimensionnement et le cout de la conception de la machine. Les cycles conventionnels d'un transformateur de chaleur à absorption opèrent à deux niveaux de pression ; une basse et haute pression correspond à la température de condensation et

d'évaporation respectivement. Une autre pression de travail pourra être envisagée si elle permet de trouver un couple de travail permettant le fonctionnement optimal du cycle.

c- Influence du pincement thermique (ΔT)

Le pincement thermique est défini comme étant la différence minimale de température entre les fluides chauds et froids dans les échangeurs de chaleur, c'est-à-dire les pincements thermiques entre les deux milieux intérieur et extérieur de l'échangeur de chaleur (le condenseur, l'absorbeur, le générateur et l'évaporateur). Selon [30], le pincement thermique a une influence sur la performance des cycles de la thermo-transformation (COP_I , COP_{II} et EX_D). Ce paramètre soit la plus faible possible sur le plan économique.

II.2.5.5. La destruction d'exergie (EX_D)

La destruction d'exergie totale est une mesure quantitative du potentiel de travail perdu par rapport à celui alimenté au système [17]. Ce paramètre est généralement utilisé pour quantifier les irréversibilités dans les processus irréversibles. Comme indiqué dans le premier chapitre, l'estimation de la quantité d'irréversibilité dans un système de thermo-transformation à absorption selon l'analyse exergétique à un potentiel pour améliorer l'efficacité énergétique du cycle de façon que cette quantité doive être minimisée en tout temps. Ce paramètre est quantifié en additionnant la destruction d'exergie pour chaque composant (i) donnée par:

$$EX_{D,Totale} = \sum_{i=1} (EX_D)_i \quad (II.15)$$

II.1.2.5.6. Caractéristiques du fluide de travail

La paire de fluides de travail utilisée dans un transformateur thermique à absorption peut influencer de façon significative la performance, le coût d'investissement initial de l'unité et les opérations d'entretien requises [17]. En effet les fluides conventionnels (NH_3/H_2O et $H_2O/LiBr$) présentent certaines limitations malgré leurs l'adaptation dans les cycles à absorption plus particulièrement les transformateurs de chaleur, à cause de ses propriétés thermodynamique assez intéressantes. Ces limitations obstruent l'amélioration du fonctionnement des cycles de la thermo-transformation vers des niveaux de température plus difficiles à atteindre (saut thermique supérieur) tout en conservant un COP acceptable. Cependant, la recherche de nouveaux fluides alternatifs et adéquats fait toujours l'objet de plusieurs travaux de recherches, dans ce contexte un très grand nombre de composés chimiques ont été suggérés dans la littérature, notamment les additifs, combinaison eau-sel, les hydroxydes, paires à réfrigérant tétrafluoroethylene et glycol, les absorbants organiques, paires a réfrigérant fluorocarbon, alcanes, des alcools, des éthers, des halogénures d'alcanes et les liquides

ioniques, ces fluides considérés sont examinés dans des travaux mentionnés dans l'état de l'art (chapitre I).

Selon le critère environnemental, Certains fluides sont non-conformes, voire certains fluides sont désormais interdits dans certaines régions du monde. Tandis que le critère technique permet d'éliminer les combinaisons les moins performantes et qui ne permettent pas d'atteindre un saut thermique le plus élevée possible.

II.1.2.5.7. L'architecture du cycle et le choix des composants

L'exigence fondamentale de pouvoir faire fonctionner le transformateur de chaleur à absorption à des hautes températures avec une possibilité d'atteindre des performances supérieures, ne peut pas être favorisé par le cycle conventionnel d'un transformateur de chaleur à absorption. Dans ce contexte, la modification au niveau de l'architecture du cycle permet d'atteindre les objectifs souhaités ; soit par l'inclusion des composants additionnels aux cycles de base (conventionnel) tels qu'un deuxième échangeur de chaleur, un deuxième générateur ou absorbeur/évaporateur ou la communication de plusieurs transformateurs thermiques du même ou de différents types, soit par la conception des nouveaux cycles dont les éléments constitutifs fonctionnant selon de nouveau principe tels que les cycles à multi compartiments absorbeur/générateur ou les cycles à éjection ou les cycles absorption/démixtion. Les performance de ces différentes modifications ainsi la comparaison entre ces architectures sont étudiées et discutés dans la partie état de l'art dans le premier chapitre. En ce qui concerne, le mode de fonctionnement de chaque configuration sera détaillé à la section suivante.

II.1.2.6. Les cycles d'un transformateur de chaleur à absorption améliorés

II.1.2.6.1. Le cycle d'un transformateur de chaleur à absorption à simple effet

a- Le cycle à récupération de chaleur interne

Le cycle d'un transformateur de chaleur à absorption à simple effet (conventionnel) avec les différentes parties comme le générateur (désorbeur), le condenseur, l'évaporateur, l'absorbeur, deux pompes et d'un détendeur est le plus utilisé à cause de sa simplicité. En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en frigorigène en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre en frigorigène d'où le nom « échangeur de solution ». Sont intérêt est d'améliorer la performance du cycle. Dans ce système l'évaporateur et le générateur prélèvent de la chaleur d'une source à température intermédiaire en même temps sous le nom d'un transformateur de chaleur à absorption de type I (voir la figure II.6). Cependant cette architecture du cycle a été identifié par un taux de valorisation (saut thermique) faible dans la mesure de 50°C au maximum (pour le couple eau/bromure de lithium).

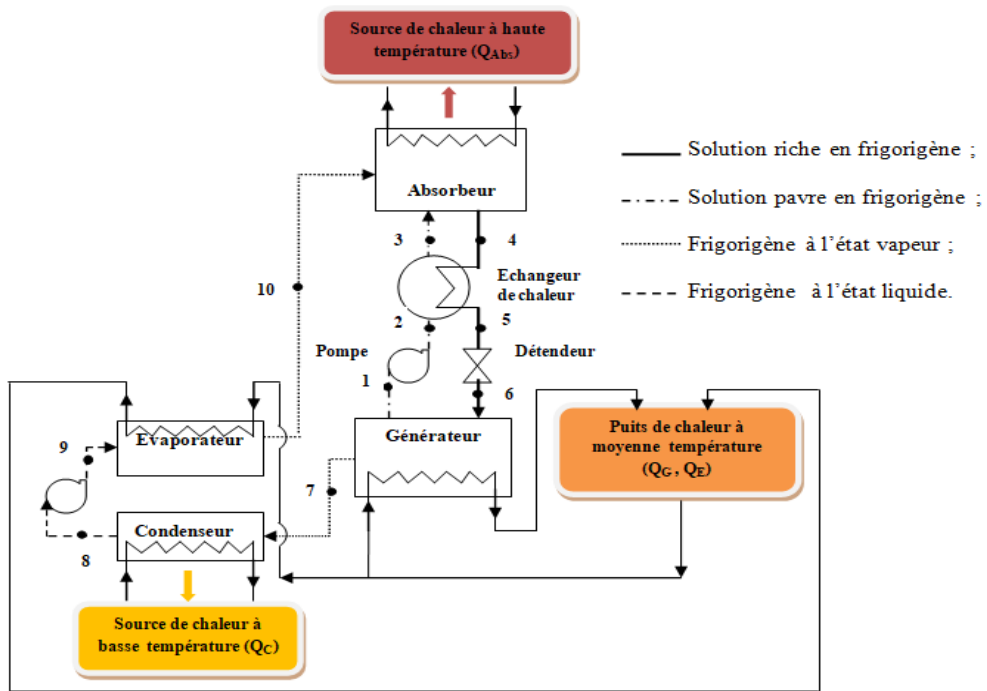


Figure II.6. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type I.

La modification légère de l'architecture du cycle conventionnel (également de type I) d'un thermo-transformateur à absorption à simple effet permet de ressortir plusieurs versions améliorées (avancés). La première avait une configuration très similaire à un cycle basique d'un transformateur de chaleur à un seul étage, sauf que la source chaude se dirige vers le l'évaporateur en premier, puis le générateur sous le nom d'un transformateur de chaleur à absorption à simple effet de type II (figure II.7).

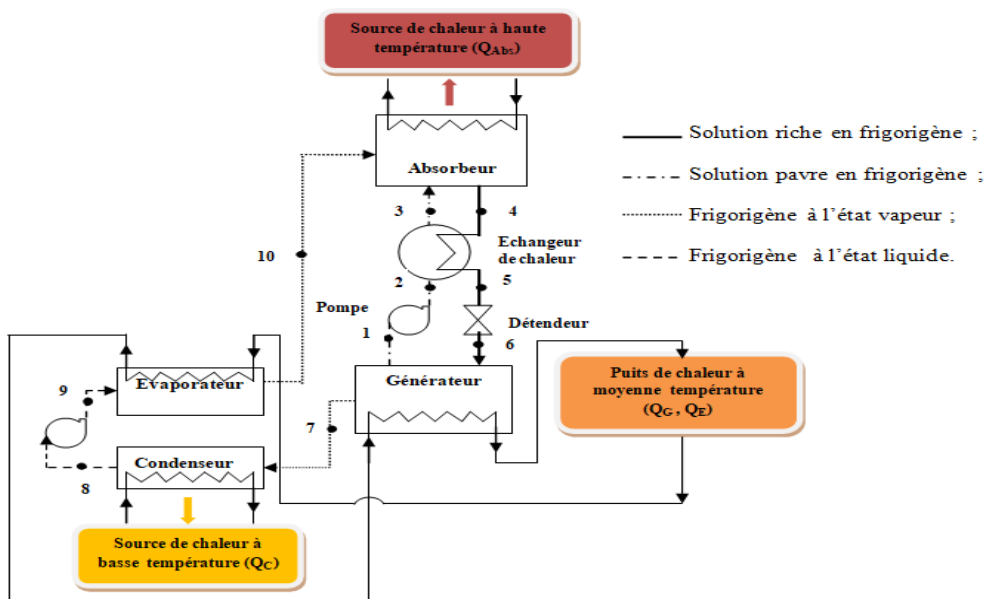


Figure II.7. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type II.

Une autre variante possible de telle sorte que l'introduction d'un autre échangeur de chaleur au lieu de l'échangeur de solution pour préchauffer le fluide de refroidissement de l'absorbeur sous le nom d'un transformateur de chaleur à absorption de type III (figure II.8). La dernière version (TTA type IV) a incorporé la deuxième et troisième configuration avancées avec l'ajout d'un échangeur de chaleur introduit à l'entrée de l'évaporateur (circuit de réfrigérant) (Figure II. 9).

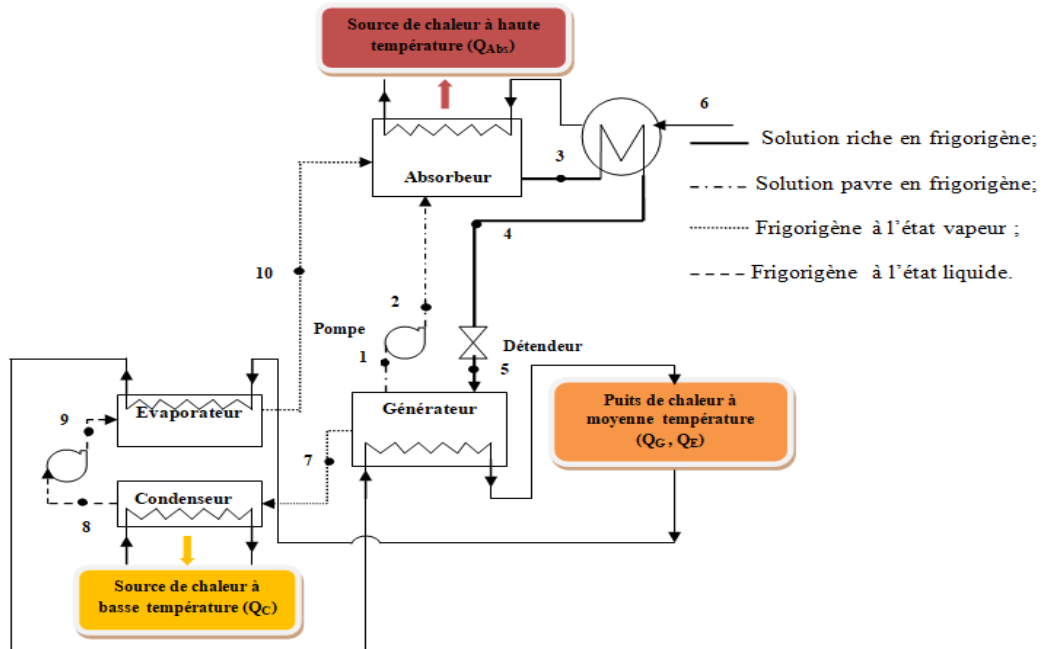


Figure II.8. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type III.

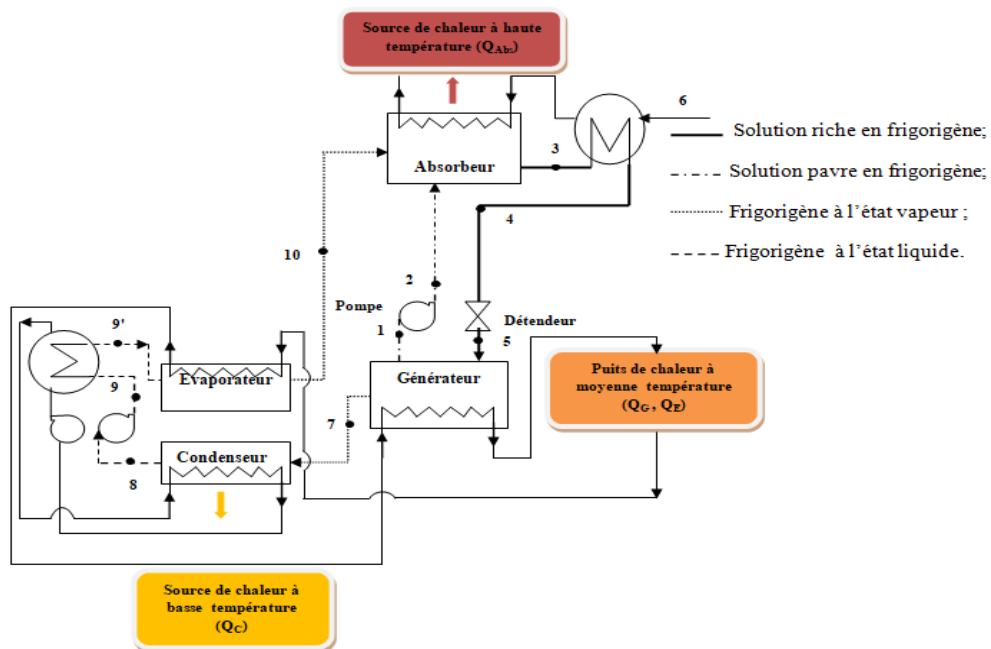


Figure II.9. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type IV.

b- Le cycle à multi-composants d'absorbeur/générateur

Le concept de cette configuration est semblable à un transformateur de chaleur à absorption à simple effet ; la seule différence c'est que l'absorbeur et le générateur utilisés sont à compartiments multiples, dans lequel le générateur et l'absorbeur ont été répartis dans les différentes sections pour fonctionner à différentes températures et donc une absorption et désorption à plusieurs compartiments ont été effectuées. Alors l'utilisation d'un tel cycle permettra à séparer le mélange de travail à partir de faible température et à générer de la chaleur utile à haute température afin de réduire les pertes d'exergie.

c- Le cycle à éjection

En général, il s'agit d'un cycle utilisant un éjecteur à l'entrée de l'absorbeur qui fait la liaison générateur-absorbeur-évaporateur et donc renverser l'égalité de pression entre l'absorbeur et l'évaporateur. Ceci entraîne un meilleur mélange entre la solution pauvre en frigorigène provenant du générateur et la vapeur saturante (fluide frigorigène) issue de l'évaporateur tout en augmentant la pression de la vapeur saturante dans l'absorbeur à une pression supérieure à celle de l'évaporateur par la chaleur de la solution partiellement riche en frigorigène entrante dans l'absorbeur (l'absorption se déroule partiellement dans l'éjecteur) et ainsi d'atteindre une température maximale plus élevée à la sortie de l'absorbeur.

L'éjecteur ensuite joue un double rôle, dont de conduire le phénomène d'absorption partielle, et de faire la compression de la solution résultante de l'éjecteur à pression supérieure à celle de l'évaporateur. Ainsi, l'éjecteur remplace à la fois un compresseur mécanique et une partie de l'absorbeur [17].

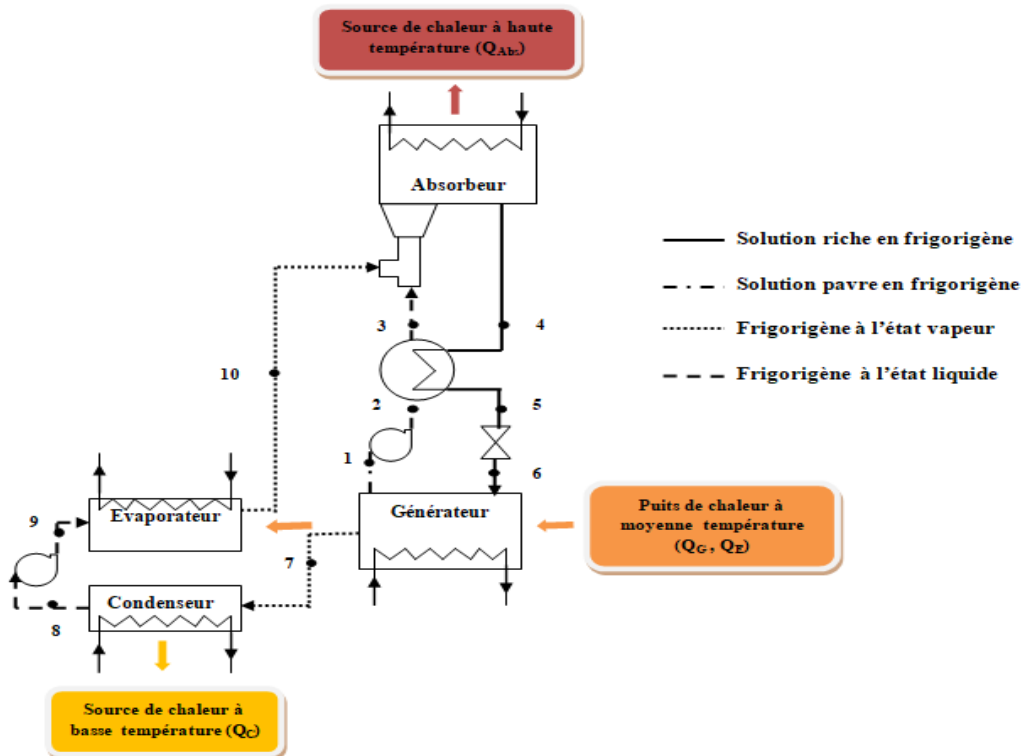


Figure II.10. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à absorption - éjection.

d- Le cycle à démixtion

Une nouvelle architecture dont les éléments constitutifs fonctionnent selon un nouveau principe consiste à remplacer l'opération de séparation (la désorption) qui consomme un apport de chaleur par une séparation gratuite (décantation gravitaire ou la démixtion) en utilisant un mélange liquide partiellement miscible (présentant une lacune de miscible) au lieu de fluide de travail habituellement homogène sous l'appellation thermo-transformateur à absorption – démixtion. La conception de cette configuration consiste en un simple décanteur (générateur simple), une colonne de rectification inverse au lieu de l'absorbeur, un évaporateur, un condenseur et deux pompes de circulation. Le mélange opérationnel partiellement miscible se sépare dans le générateur par une décantation gravitaire (démixtion) pour obtenir deux courants liquide, l'un pauvre en frigorigène (point 1) et l'autre riche en frigorigène (point 2), en libérant de la chaleur Q_G vers un puits de chaleur à basse température. Le courant riche en frigorigène pénètre l'évaporateur où elle est subit une évaporation par un apport de chaleur à moyenne température Q_E (point 2'). La vapeur produite (3) s'écoule dans une colonne de rectification inverse où elle est re-mélangé avec le deuxième courant provenant du générateur (point 1'). Le mélange obtenu est constitué de deux phases ; phase liquide enrichi sortant en pied (point 4) de la colonne de rectification inverse est renvoyé vers le générateur et phase vapeur appauvrie sortant en tête de la colonne de rectification inverse (point 5) est renvoyé vers le condenseur, où elle se condense en libérant une quantité de la chaleur Q_C vers un puits de niveau thermique plus élevé (supérieur à celle de l'évaporateur), ceci donc définit la performance de cycle. Par la suite, la phase condensé sortante du condenseur (point 6) est renvoyé à nouveau le générateur pour recommencer le cycle.

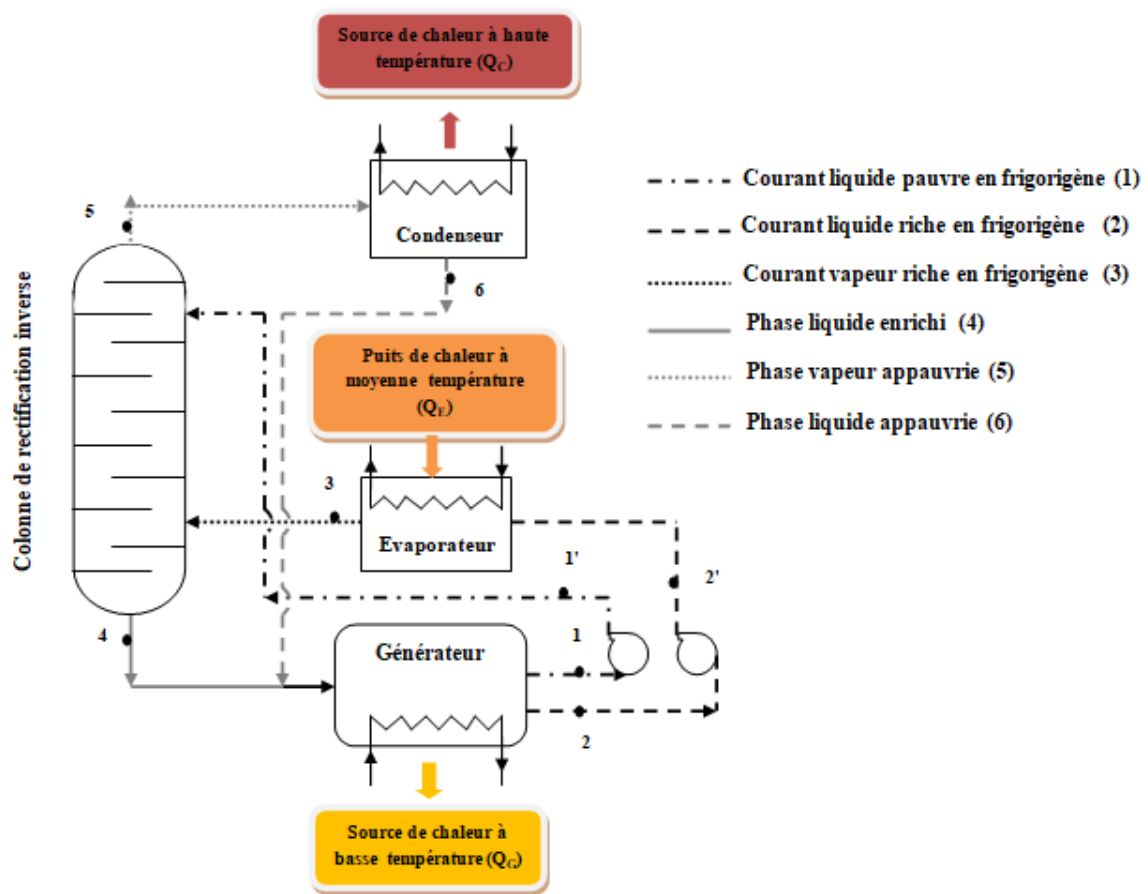


Figure II.11. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à absorption – démixtion.

II.1.2.6.2. Le cycle d'un transformateur de chaleur à absorption à double étage

Cette configuration se compose essentiellement de deux transformateurs de chaleur à simple étage, qui peut être imbriqués de trois façons différentes. La première (de type I) consiste à connecter l'absorbeur du premier étage à l'évaporateur du deuxième étage, donc la chaleur livrée par l'absorbeur permet l'évaporation du fluide de travail dans le second étage ($Q_{Abs1} = Q_{E2}$). La deuxième façon (de type II) consiste à coupler l'absorbeur de premier étage au générateur de second étage ($Q_{Abs1} = Q_{G2}$). La troisième (de type III) voie consiste à répartir la chaleur délivrée par l'absorbeur du premier étage entre le générateur et l'évaporateur du second étage ($Q_{Abs1} = Q_{E2} + Q_{G2}$).

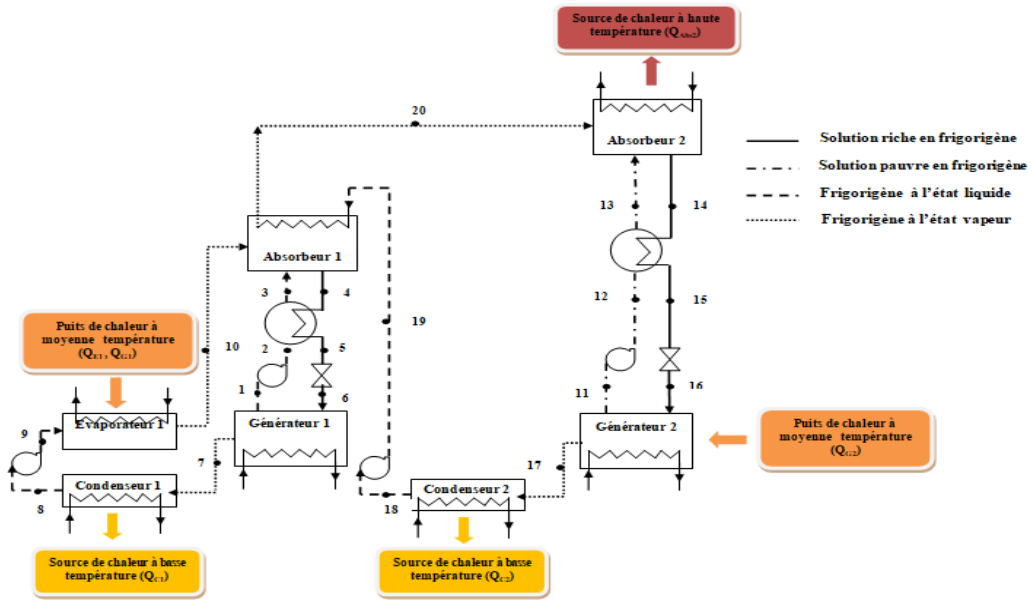


Figure II.12. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double étage de type I

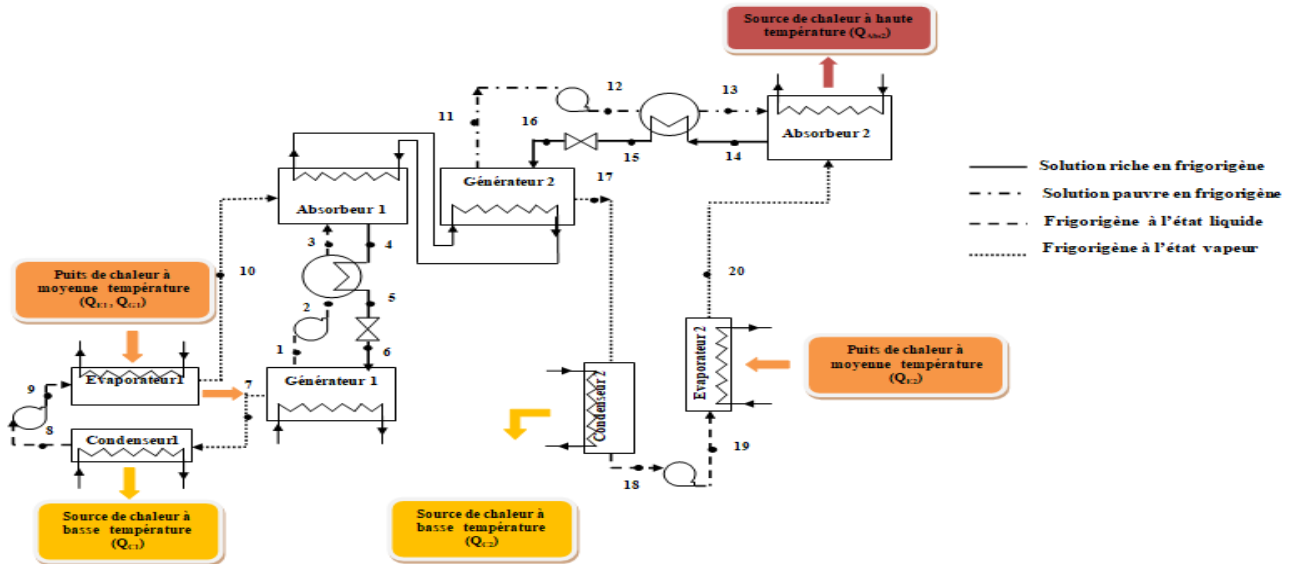


Figure II.13. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double étage de type II.

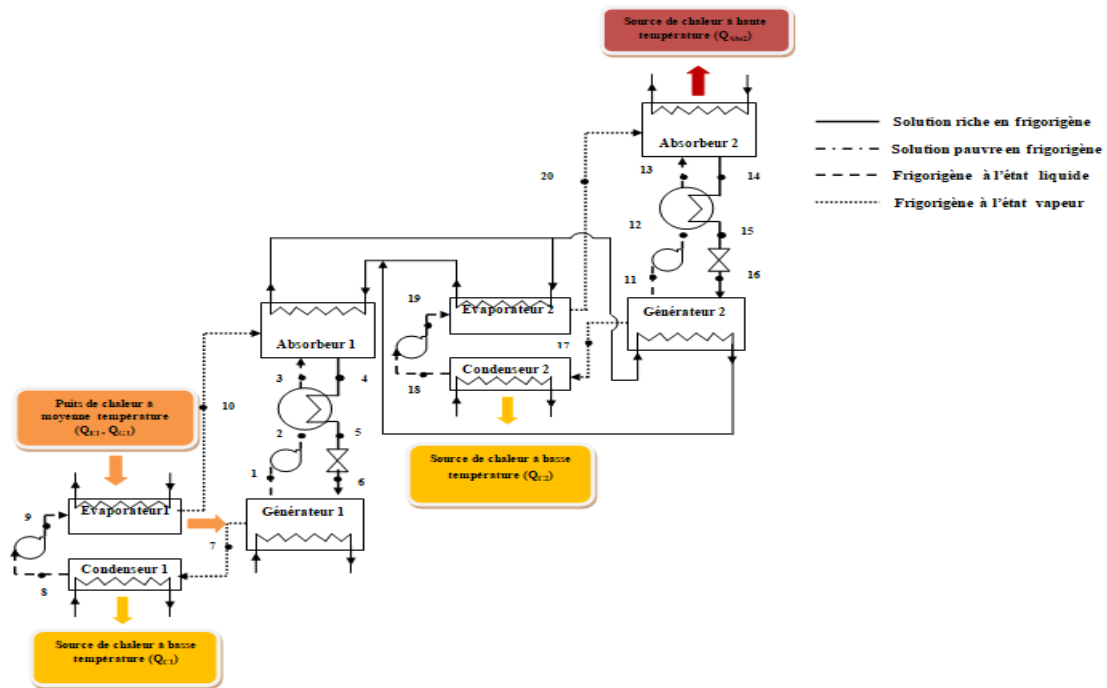


Figure II.14. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double étage de type III

II.1.2.6.3. le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption

a- le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption type I

Cette configuration est très similaire à un transformateur de chaleur à un seul étage, avec la seule différence qu'il inclut un absorbeur-évaporateur supplémentaire. Ceci présente l'avantage de pouvoir avoir une absorption d'une partie du réfrigérant à pression très élevée (trois niveaux de pression au lieu de deux). Le mélange de travail est chauffé dans le générateur grâce à un apport de chaleur à température moyenne (Q_G), ce qui provoque la désorption partielle des vapeurs de frigorigène qui sont dirigées vers le condenseur, où elles subissent une condensation en rejetant de la chaleur vers un puits de chaleur de basse température (Q_C). A la sortie du condenseur, le débit de frigorigène est réparti en deux courants : L'un d'entre eux est pompé à une pression plus élevée, ensuite évaporé dans l'absorbeur-évaporateur par un apport de chaleur disponible à température supérieure à celle qui alimente l'évaporateur (Q_{AE}) et inférieure à celle libérée par l'absorbeur. Cette vapeur de frigorigène est alors absorbée au sein de l'absorbeur par la solution pauvre en frigorigène (solution à haute concentration d'absorbant) provenant du générateur. La chaleur libérée lors de cette phase est rejetée vers un puits de chaleur à un niveau thermique plus élevé (Q_A). Le mélange ainsi obtenu est une solution partiellement riche en frigorigène (solution à concentration intermédiaire d'absorbant). Cette dernière est divisée en deux courants. L'un passe au générateur après avoir préchauffé la solution pauvre en frigorigène à travers l'échangeur de chaleur. L'autre passe à l'absorbeur-évaporateur pour absorber le deuxième courant de frigorigène vaporisé à une pression et température moyenne

provenant de l'évaporateur et délivrant la quantité de chaleur Q_{AE} . Enfin, la solution riche (solution à faible concentration d'absorbant) sortant de l'absorbeur-évaporateur revient au générateur.

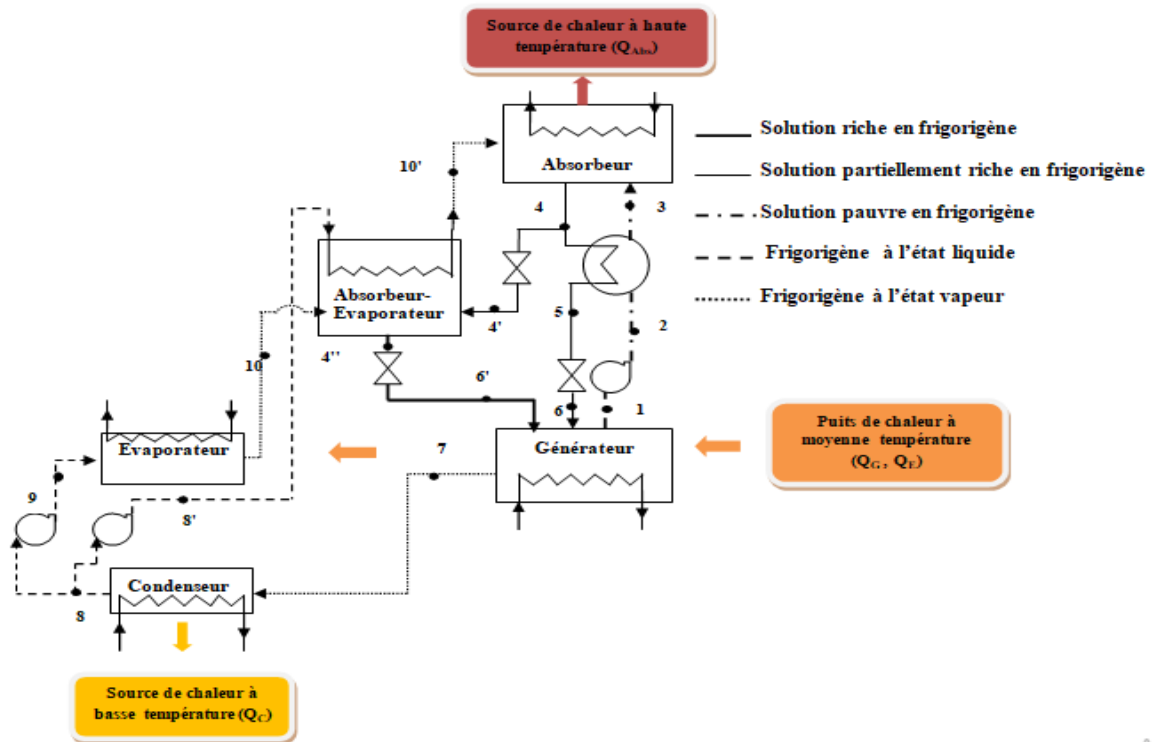


Figure II.15. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à double absorption de type I.

b- Le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption de type II

D'autre cycle de thermo-transformateur de chaleur à double à absorption sous le nom d'un transformateur thermique de type II, qui est considéré comme une version améliorée de la configuration mentionnée précédemment d'une manière en faisant un soutirage au niveau de l'entrée de l'absorbeur et non au niveau de la sortie dans laquelle le flux de la solution pauvre en frigorigène est réparti entre l'absorbeur-évaporateur et l'absorbeur.

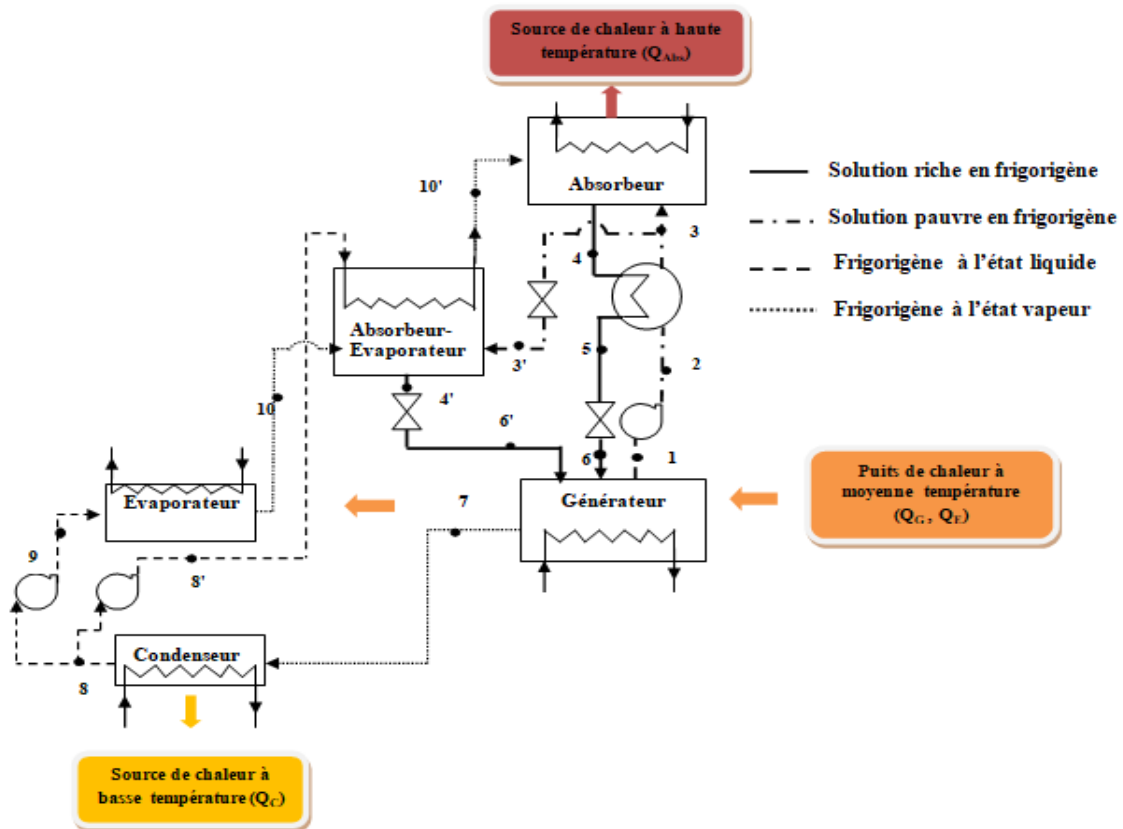


Figure II.16. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à double absorption de type II.

c- Le cycle d'un transformateur de chaleur à double absorption de type III

D'autre variante de cycle de thermo-transformateur de chaleur à double à absorption (appelé TTDA type III). Il s'agit d'un cycle très similaire de ceux mentionnés précédemment, avec la seule différence qu'il inclut un échangeur de chaleur supplémentaire. Dans laquelle toute la quantité de la solution riche en frigorigène provenant de l'absorbeur est renvoyée vers l'absorbeur/évaporateur comme solution pauvre (concentré). Par la suite, la solution riche obtenue à la sortie de l'absorbeur/évaporateur est renvoyée directement vers le générateur.

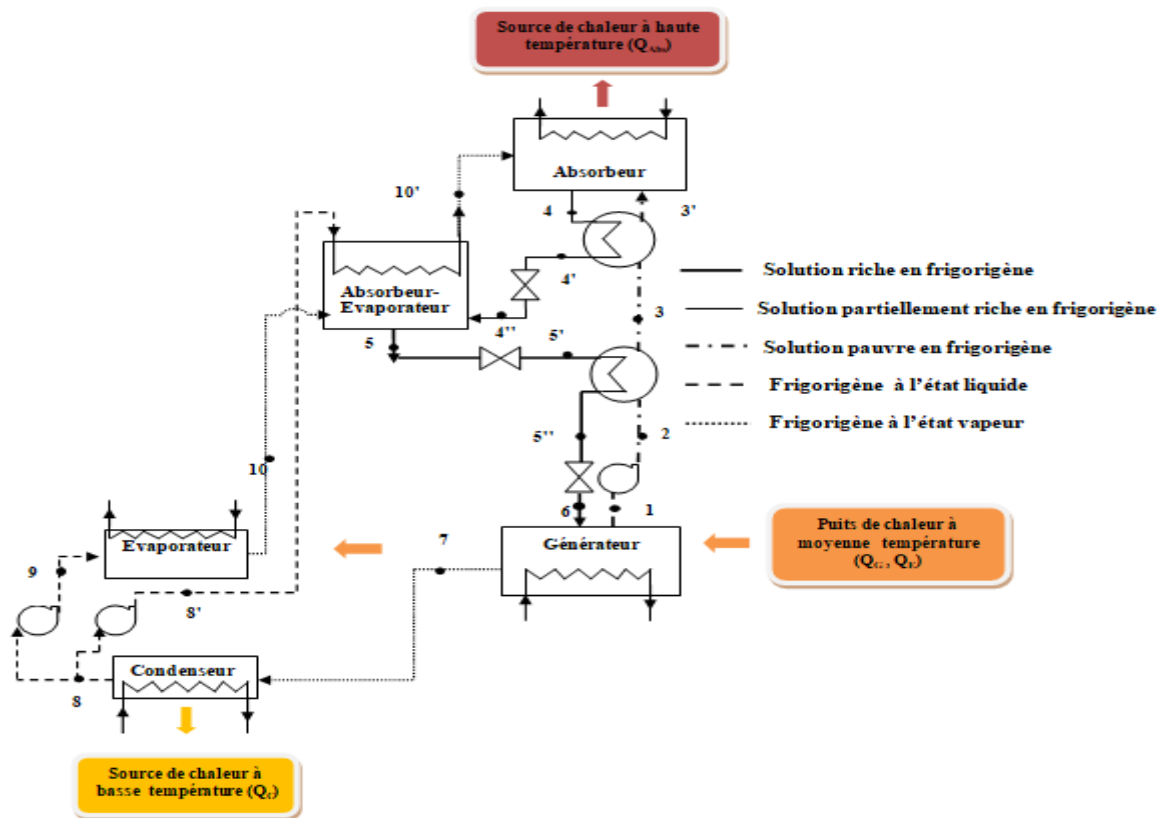


Figure II.17. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à double absorption de type III.

II.1.2.6.4. le cycle d'un transformateur de chaleur à absorption à double effet

Une autre version de transformateur de chaleur à double absorption a été introduite sous le nom d'un transformateur de chaleur à double effet. Dans laquelle deux générateurs opèrent pour un même Absorbeur : le premier générateur opère à la pression du condenseur (bas générateur) et le deuxième opère à une pression intermédiaire (haut générateur). En plus deux échangeurs de chaleur sont introduits pour mieux récupérer la chaleur entre les solutions riche, moyenne et pauvre en réfrigérant. Le mélange de travail (la solution riche en frigorigène) quittant l'absorbeur est refroidi dans les deux échangeurs de chaleur en solution avant d'entrer dans le bas générateur. Une vapeur riche en frigorigène et une solution partiellement pauvre en frigorigène (moyenne) sont obtenus. La vapeur est dirigée vers le condenseur tandis que la solution moyenne est pompée vers le haut générateur. Ceci est chauffé par une source de chaleur à moyenne température (Q_{GH}), qui fait bouillir plus de réfrigérant et pour concentrer la solution partiellement pauvre avant qu'elle ne soit concentrée (solution pauvre) et la transférée à l'absorbeur. Les vapeurs frigorigènes produites sont ensuite utilisées comme source d'énergie alimenter le bas générateur (Q_{GB}) ce qui permet de séparer davantage du frigorigène.

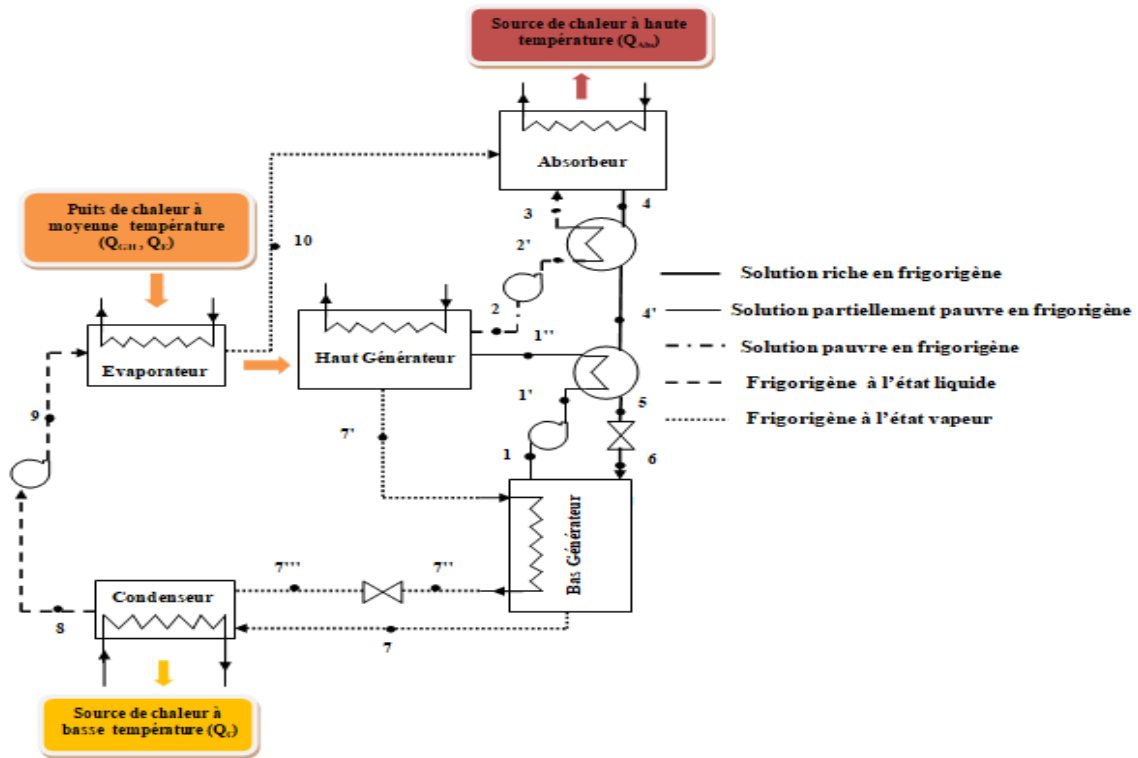


Figure II.18. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double effet.

II.1.2.6.5. le cycle d'un transformateur de chaleur à triple absorption

Cette version est similaire aux systèmes à double absorption, mais avec un étage supplémentaire à température plus élevée. Cette configuration est composée de 9 unités de base ; d'un condenseur, un générateur, un évaporateur, deux absorbeur-évaporateurs (à différentes températures), trois échangeurs de chaleur et un absorbeur. Le mélange de travail est séparé dans le générateur grâce à l'apport de chaleur à moyenne température. À la sortie du générateur, une vapeur riche en frigorigène et une solution pauvre en frigorigène sont obtenues. Le flux de la solution pauvre en frigorigène est divisé en trois fractions, tandis que le frigorigène condensé qui quitte le condenseur avec un rejet de la chaleur à basse température (Q_c) est également réparti en trois courants. Le premier est pompé à une pression **P1** avant d'entrer dans l'évaporateur où il est évaporé par un apport de chaleur à température moyenne (généralement la même source qui alimente le générateur). La vapeur de frigorigène produite est alors absorbée au sein du premier absorbeur-évaporateur-1 par la première fraction de la solution pauvre provenant du générateur en rejetant une chaleur (Q_{AE1}) à une température supérieure à celle qui alimente l'évaporateur. Le deuxième courant de frigorigène condensé est pompé à une pression **P2** (supérieure à **P1**) vers le premier absorbeur-évaporateur-1, où il subit une évaporation en utilisant la chaleur libérée lors de la première phase d'absorption (Q_{AE1}). Cette vapeur produite est ensuite absorbée dans le deuxième absorbeur-évaporateur-2 par la deuxième

fraction de la solution pauvre provenant du générateur, en rejetant une chaleur (Q_{AE2}) à une température supérieure à celle de premier absorbeur-évaporateur-1. Le dernier courant de frigorigène condensé est pompé à une pression $P3$ (supérieure à $P2$) vers le deuxième absorbeur-évaporateur-2, où il évaporé grâce à une chaleur d'absorption libérée lors de la deuxième phase d'absorption (Q_{AE2}). Cette vapeur produite est alors absorbée au sein de l'absorbeur par la dernière fraction de la solution pauvre provenant du générateur, en rejetant une chaleur (Q_{Abs}) à une température plus élevé (supérieure à celle de deuxième absorbeur-évaporateur 2). Les solutions riche ainsi obtenus dans les l'absorbeur-évaporateur-1, l'absorbeur-évaporateur-2 et l'absorbeur sont utilisés pour préchauffer les fractions de solution concentrée avant d'être renvoyés vers le générateur et effectué à nouveau le cycle.

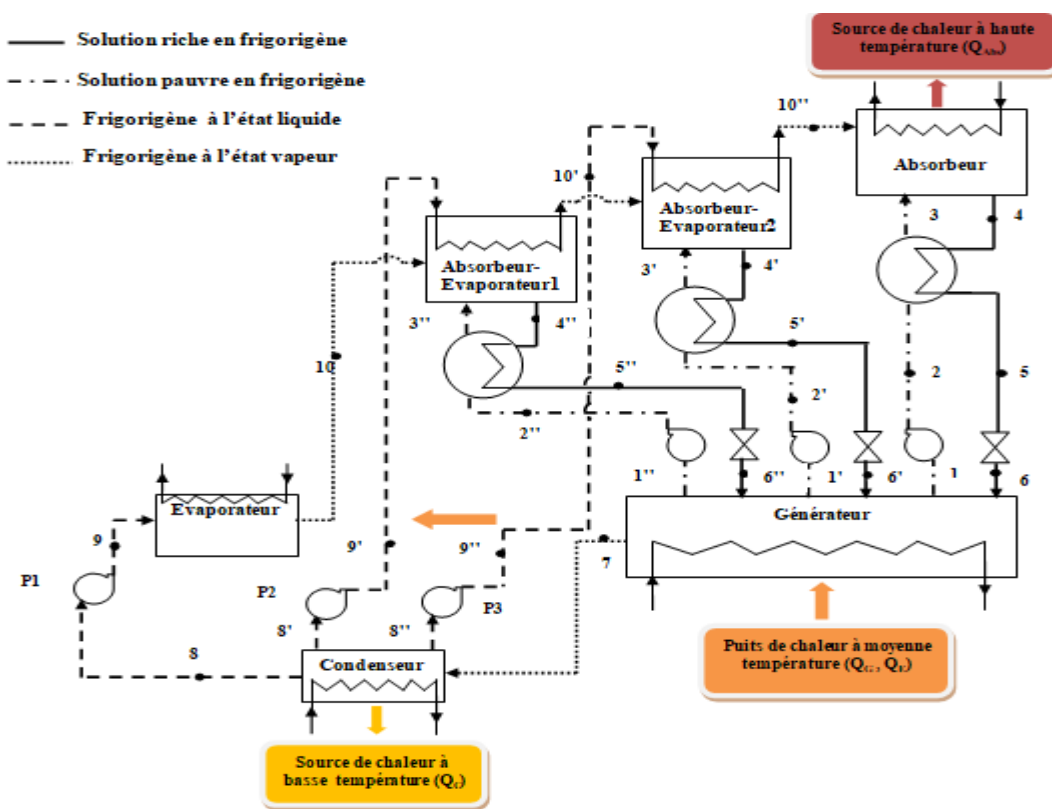


Figure II.19. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à triple absorption.

II.1.3. Les thermo-transformateurs à adsorption

Les transformateurs de chaleur à adsorption (AdHT) sont considérés comme une alternative à des machines à compression et d'absorption. Ces dernières unités sont déjà utilisées pour convertir la chaleur à basse température de sources renouvelables [31-33]. Le concept de la thermo-transformation à adsorption est très semblable à celle de l'absorption, dont le but de revaloriser le potentiel thermique des chaleurs perdues en énergie utile à un potentiel thermique élevé, sauf que cette catégorie comprend le phénomène d'adsorption plus particulièrement l'adsorption physique qui est considéré comme une transformation d'état du réfrigérant (adsorbat) d'une phase gazeuse à une phase adsorbée à une pression et température constantes traduit par l'augmentation de la concentration des molécules de gaz (adsorbat) à la surface de l'adsorbant avec un dégagement de chaleur appelé chaleur isostérique d'adsorption (processus exothermique). Ce phénomène est parfaitement réversible et plus favorisée par des basses à moyennes température par lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide s'en détachent, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la désorption, ce dernier se traduit par la diminution de la concentration des molécules de l'adsorbat gazeux à la surface par rapport à la concentration initiale du l'adsorbat adsorbé à la surface de l'adsorbant. Ce processus est endothermique, car l'adsorbant libère l'adsorbat lorsqu'on lui apporte de la chaleur.

II.1.3.1. Mode de fonctionnement d'un thermo-transformateur à adsorption

La figure (II.19) présente les différents constituants d'un transformateur de chaleur à adsorption. La machine comporte un générateur contenant l'adsorbant solide en contact avec une source chaude, joue le rôle d'un adsorbeur dans la phase d'adsorption, et le rôle d'un désorbeur dans la phase de désorption ; un évaporateur ; un condenseur ; deux vannes et une pompe centrifuge.

Le générateur est soumis à un flux de chaleur à température moyenne dans la phase (1,2) (voir la figure II.19), ce qui provoque la désorption partielle de l'adsorbat, qui entraîne la diminution de taux de remplissage de l'adsorbant. À ce stade la vanne de communication entre le désorbeur et le condenseur (V1) est ouverte. Le chauffage de générateur continue jusqu'à ce que la température de désorption atteigne la température maximale T_2 . L'adsorbat pur subit une condensation dans la phase (1,2') à P_C et se poursuit sous l'effet de la désorption dans le générateur, accompagné d'un dégagement d'une quantité de chaleur (Q_C) à basse température T_b . Une fois toutes les vapeurs désorbées, elles sont aussitôt condensées, la vanne (V1) est fermée.

En parallèle, le lit chaud est isolé par la fermeture des deux vannes. Tout en continuant le chauffage, la pression et la température du lit augmentent du point 2 au point 3 du cycle. Cette phase de pressurisation s'achève dès que la pression devient égale à celle qui règne dans l'évaporateur P_E . Lors de cette phase l'humidité reste constante, ce qui est exprimé par une transformation isostérique.

Par la suite, la vapeur condensée est pompée et pressurisée à la pression de l'évaporateur P_E . Cette dernière est soumise à un flux de chaleur de moyenne température T_m dans la phase (3'',4) dans

l'évaporateur, ce qui permet l'évaporation partielle de condensat accompagnée par une augmentation de la température de celui-ci de T_e à T_4 .

Une phase d'adsorption 3-4 : au cours de cette transformation, le générateur est mis en communication avec l'évaporateur par la vanne (V2). Durant cette phase la vapeur issue de l'évaporateur admise dans l'adsorbeur conduit à une augmentation du taux de remplissage de l'adsorbant accompagné d'un dégagement de la chaleur Q_{Ads} (Q_{U2}) à la température T_{Ads} (T_{U2}) supérieur à la température d'alimentation T_m .

L'adsorbant saturé en adsorbat isolé par la fermeture des deux vannes subit un refroidissement ce qui fait baisser la pression de système adsorbat-adsorbant. Cette chute de pression est assurée par le fait de l'extraction de la chaleur Q_{Ads} dégagée lors de la phase d'adsorption. La pression de générateur (adsorbeur) diminue jusqu'à sa plus basse valeur P_C égale à celle dans le condenseur pour recommencer le cycle.

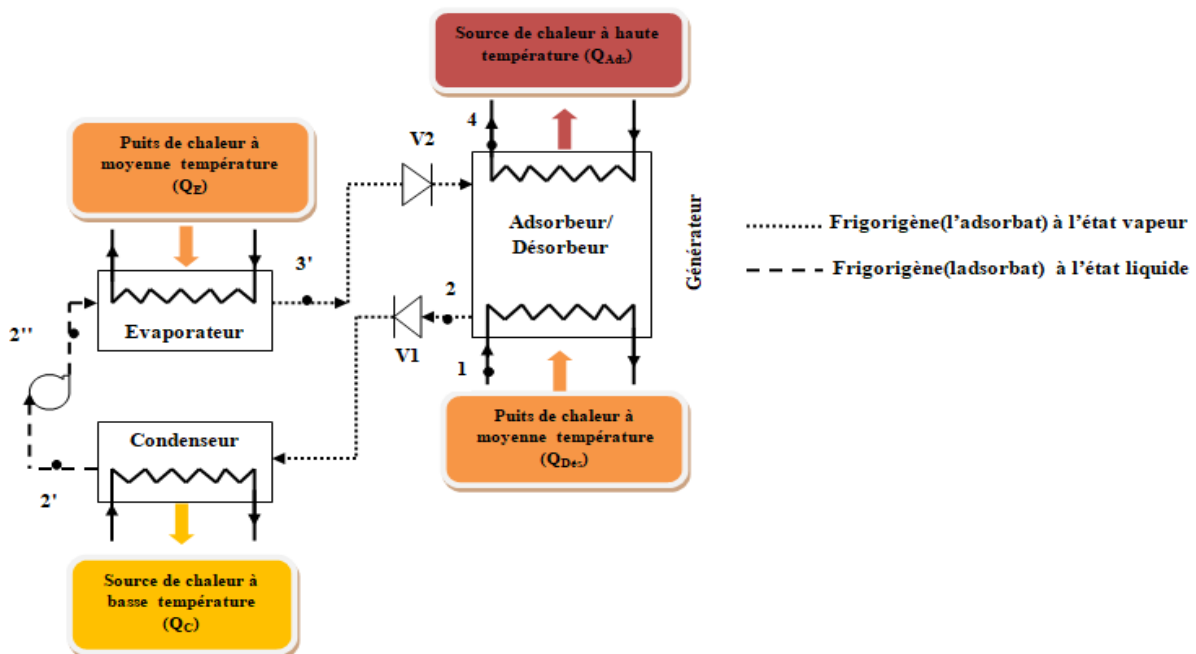


Figure II.20. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur à adsorption conventionnel (AdHT).

II.1.3.2. Le couple réactif utilisé

Le choix du couple adsorptif (réactif) adsorbant/adsorbat est en fonction des niveaux de température de l'utilisation envisagée. Pour une application donnée, le choix du couple adsorptif repose essentiellement sur le cycle thermodynamiques de fonctionnement du système à laquelle la machine est destinée. Tant que le couple adsorptif est composé d'un adsorbant (solide) et adsorbat (réfrigérant); La première partie du couple adsorptif (adsorbants) sont des matériaux poreux ayant des tailles des pores variant de quelque angström à quelques centaines d'angströms. La surface de ce dernier est caractérisée par une structure microporeuse qui peut être décrit par plusieurs paramètres physiques et traduit en distribution volumique des pores et une surface spécifique. Les adsorbants couramment

utilisés pour les cycles à adsorption physique sont le gel de silice, l'aluminium activé, les charbons actifs ainsi que les adsorbants à tamis moléculaires comme les zéolithes. La seconde partie du couple adsorptif est l'adsorbat (ou le réfrigérant) constitué de molécules de petite taille facilement adsorbables. L'identification et le choix de couple adsorptif est basé sur trois critères (technique, écologique et économique), une étude séparée de chaque partie du couple est nécessaire:

II. 1.3. 2. 1. Critère technique

Adsorbant

- L'adsorbant doit avoir une grande capacité d'adsorption qui considéré comme caractéristique la plus importante pour avoir une grande quantité de chaleur d'adsorption
- L'adsorbant doit avoir des pores de dimensions proches à celle des molécules de l'adsorbat choisi pour être compatible avec l'adsorbat choisi, ce qui faciliter l'adsorption de ce dernier.
- L'adsorbant doit posséder une forte conductivité thermique pour favoriser un meilleur transfert de chaleur
- L'adsorbant doit être stable thermiquement et chimiquement : non toxique, non corrosif et ne présentant aucune détérioration avec le temps d'usage.

Adsorbat

Le choix de l'adsorbat est dicté par un ensemble des contraintes techniques (pression, propriétés thermodynamiques et sécurité) très semblables à celles dictés pour le cycle de la thermo-transformateur à absorption cités auparavant.

- L'adsorbat doit posséder une grande chaleur latente d'évaporation.
- L'adsorbat doit avoir une faible viscosité et chaleur spécifique, une grande conductivité thermique
- L'adsorbat doit être compatible avec les dimensions des pores de l'adsorbant (constitué de petites molécules facilement adsorbables) et le matériau de construction de la machine.
- L'adsorbat doit avoir des bonnes propriétés thermochimiques aux conditions de fonctionnement (pression, température,...)
- L'adsorbat doit avoir une composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine (non toxique, ininflammable et non explosif en mélange avec l'air).

II.1. 3. 2. 2. Critère écologique

L'utilisation et la fabrication des adsorbats et adsorbants doivent être réalisées sans aucun effet négatif sur l'environnement prendre en considération le potentiel de déplétion de la couche d'ozone (ODP) et le potentiel de réchauffement planétaire (GWP).

II.1. 3. 2. 3. Critère économique (coût d'investissement et d'exploitation)

Selon l'offre et la demande, il convient de dire que l'adsorbat a un coût raisonnable du fait de sa disponibilité à l'échelle industrielle.

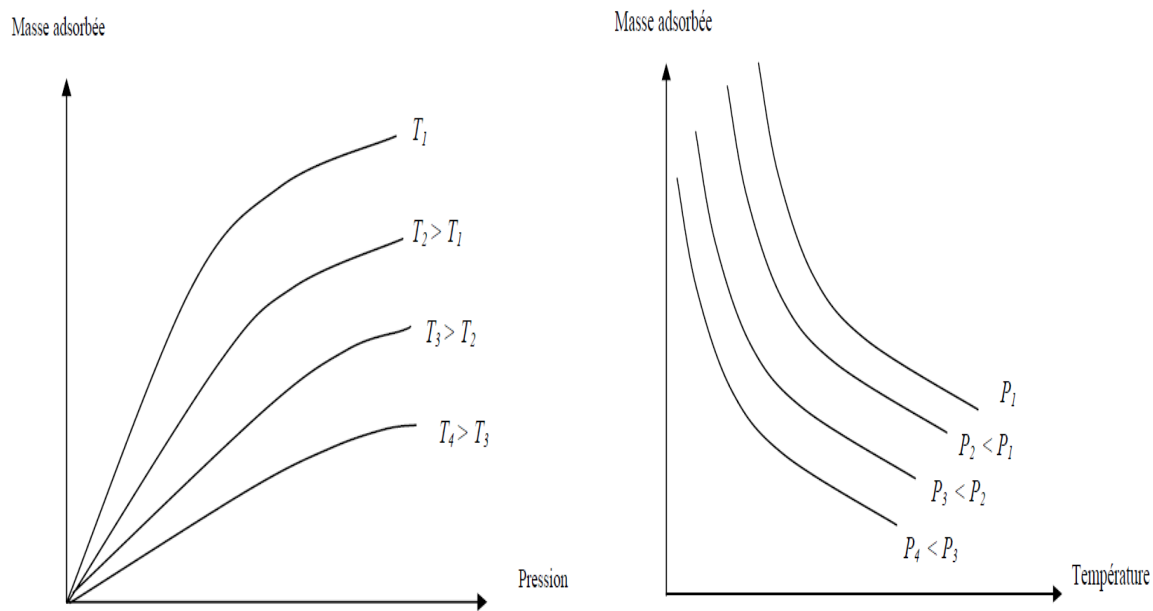
II.1.3.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés

L'équilibre thermodynamique entre les deux parties d'un couple adsorptif dans un cycle à adsorption tel que le cycle de la thermo-transformation peut être caractérisé et estimé par diverses approches théoriques et empiriques. L'étude expérimentale d'adsorption peut être représentée par des équations d'équilibre et des graphiques décrivent l'équilibre thermodynamique et les paramètres du contrôle de ce phénomène. Généralement l'équilibre thermodynamique d'un cycle d'adsorption peut être contrôlé par une relation bivariante entre trois grandeurs: masse, pression et température (m , P et T).

Selon [6], la caractérisation de cet équilibre dépend de notre besoin de connaître une grandeur en fonction des deux autres. Il s'agit de la loi décrivant la quantité de matière adsorbée en fonction de la température et de la pression ; donc pour un couple adsorbant/adsorbat donné, la masse adsorbée est donnée par : $m = f(T, P)$. Cette dernière représente l'approche utilisée pour corréler les variables T et P .

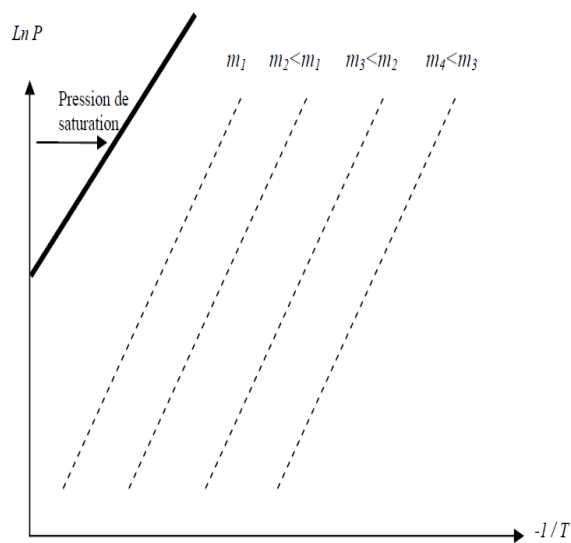
On peut constater que l'équilibre peut être décrit de trois façons :

- à température constante $m = f(P)$, nous obtenons des courbes isothermes (voir figure II.2(a));
- à pression constante $m = f(T)$, nous obtenons des courbes isobares (voir figure II.2(b));
- à masse constante $P = f(T)$, nous obtenons des courbes isostérique; l'expérience et la théorie montrent que ces dernières sont approximativement des droites dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$) (voir figure II.2(b)). Ce diagramme permet d'avoir une représentation des différents états thermodynamiques qui constituent le cycle.



(a)

(b)



(c)

Figure II.21. Représentation graphique de différents types de l'équilibre d'adsorption a) isotherme, b) isobare, c) isostère [6]

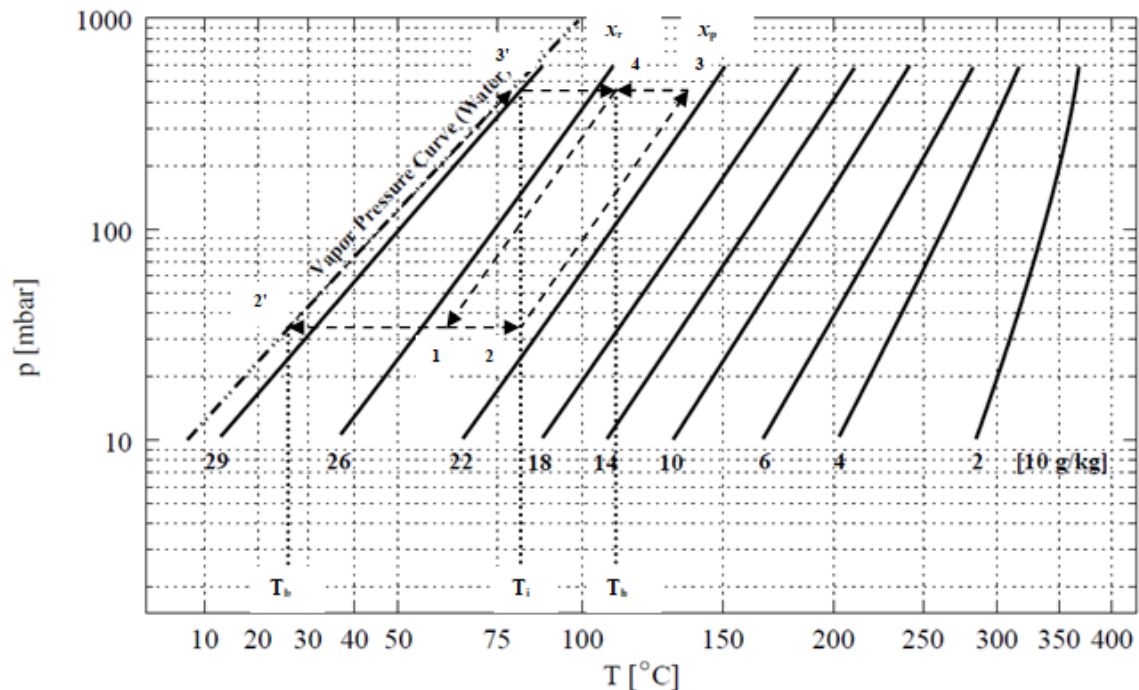


Figure II.22. Le cycle d'un thermo-transformateur à adsorption dans le diagramme de Clapeyron.

II.1.3.4. L'isotherme d'adsorption (équilibre d'adsorption)

La modélisation des cycles à adsorption physique nécessite une bonne modélisation du phénomène d'adsorption. Donc, il est essentiel de maîtriser des informations concernant l'équilibre, ce dernier nécessite un choix convenable de modèle d'adsorption (isotherme d'adsorption) qui peut décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple utilisé. Les isothermes d'adsorption sont souvent connues expérimentalement. Elles sont ensuite corrélées par des modèles mathématiques qui doivent les représenter au mieux dans une plage étendue de concentration et de température [34]. Les théories sur l'adsorption utilisent deux modèles :

II.1.3.4.1. Les modèles cinétiques (moléculaires)

Ces modèles donnent une description moléculaire du phénomène d'adsorption à partir de la spécification de la cinétique et du nombre de couches de molécules adsorbées [35]. Ce modèle a été exprimé et développé par la théorie de **Langmuir** et la théorie de **Brunauer, Emmet et Teller**. La première théorie traite l'adsorption dans le cas d'une seule couche (monomoléculaire). Tandis que la deuxième (modèle de B. E. T.) généralise la première pour l'adsorption en multicouches.

II.1.3.4.1.1. Isotherme de Langmuir [34].

Langmuir fut le premier à proposer une relation entre la quantité d'un gaz adsorbé et sa pression d'équilibre en 1918. Il définit l'équilibre comme un processus dynamique entre les molécules arrivant sur la surface et celles quittant la surface.

La théorie de Langmuir repose sur les hypothèses suivantes:

- l'adsorption se fait en couche monomoléculaire d'adsorbat (voir figure II.23).
- Les interactions intermoléculaires de la phase adsorbée sont négligeables.
- Tous les sites sont équivalents et la surface est uniforme.

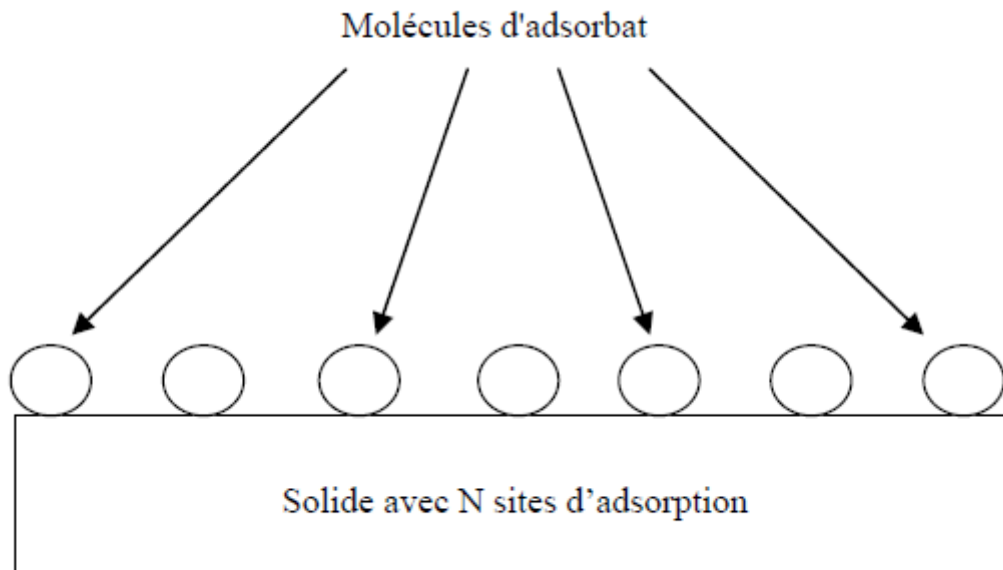


Figure II.23. Modèle d'adsorption en monocouche [34].

On écrit les équations de la variation du taux de recouvrement en fonction du temps:

$$\frac{d\theta}{dt} = K_a(1 - \theta) - K_d\theta \quad (\text{II.16})$$

Le taux de recouvrement est défini par θ , il est donné par $\theta = m/m_0$.

m : est la masse adsorbée

m_0 : est la masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire et P est la pression du gaz à l'équilibre.

K_a et K_d sont les constantes de vitesse d'adsorption et de désorption.

On définit : $b = \frac{K_a}{K_b}$ la constante d'équilibre d'adsorption, elle ne dépend que de la température.

À l'équilibre $\frac{d\theta}{dt} = 0$, on obtient l'équation de Langmuir :

$$\theta = \frac{b p}{1 + b p} \quad (\text{II.17})$$

Le modèle de Langmuir décrit les isothermes d'adsorption de type I (voir le chapitre III) avec une saturation vers une pression infinie. Il ne représente bien le phénomène d'adsorption que lorsque les interactions sont fortes et voisines des liaisons chimiques. Il est uniquement valable pour une surface d'adsorption homogène.

II. 1.3. 4. 1.2. Isotherme de Brunauer, Emmet et Teller (B. E. T) [34]

La validité de l'équation (III.2) pour l'adsorption en multicouche était l'une des insuffisances majeures de la théorie de Langmuir. Cette remarque était l'origine de la théorie de Brunauer, Emmet et Teller, ces derniers qui ont développé un modèle appelé modèle de B. E. T et ont utilisé le postulat de base de Langmuir en supposant de plus que:

- Dans toutes les couches adsorbées, sauf la première, la chaleur d'adsorption est égale à la chaleur de condensation.
- La vitesse d'évaporation des molécules adsorbées dans une couche est égale à la vitesse de condensation de l'adsorbat sur la couche précédente.

Les interactions gaz-gaz et gaz-solide sont prises en considération et chaque molécule adsorbée dans une couche est un site d'adsorption pour une molécule de la couche suivante (voir la figure II.23).

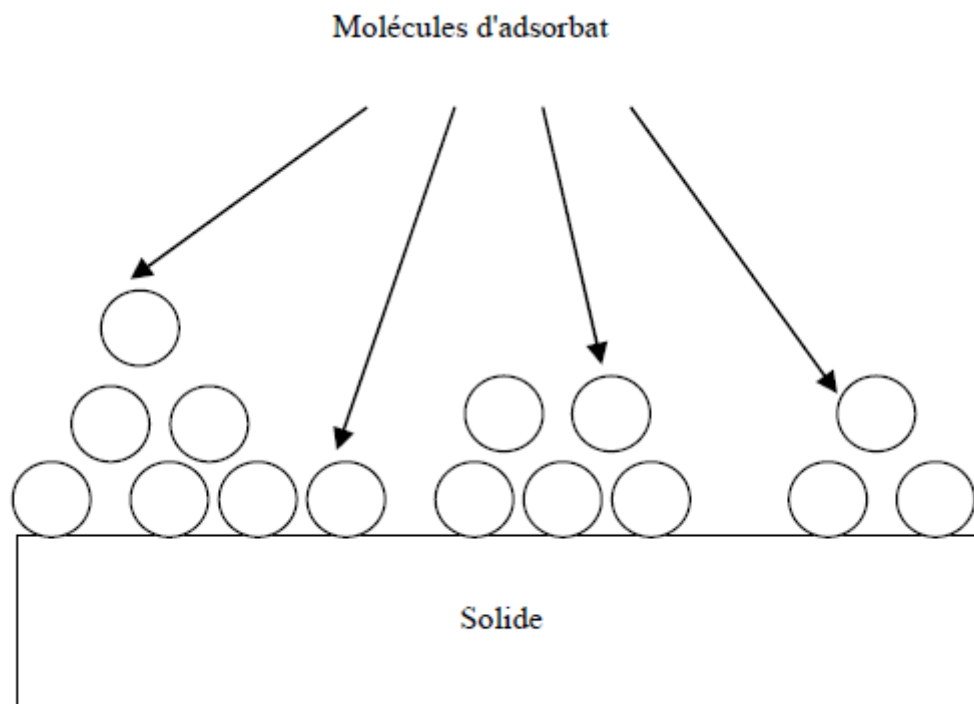


Figure II.24. Modèle d'adsorption en multicouches [34].

L'équation de B. E. T. s'écrit traditionnellement pour l'adsorption sur un adsorbant poreux sous la forme:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{C X}{1-X} \frac{1-(n+1)X^n+n X^{n+1}}{1+(C-1)X-C X^{n+1}} \quad (\text{II.18})$$

Avec : n est le nombre de couches moléculaires d'adsorbat.

$X = \frac{P}{P_s}$ Est la pression relative où P est la pression d'équilibre et P_s est la pression de saturation de l'adsorbat liquide.

m : est la masse adsorbée de l'adsorbat.

m_0 : est la masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire.

C : est une constante caractéristique du gaz, elle est donnée approximativement par l'équation suivante:

$$C = \exp\left(\frac{\Delta H_{\text{Ads}} - \Delta H_C}{RT}\right) \quad (\text{II.19})$$

ΔH_{Ads} : est la chaleur d'adsorption de la première couche.

ΔH_C : est la chaleur de condensation de l'adsorbat.

Généralement, l'expression (III.3) est en bon accord avec les isothermes expérimentales dans le domaine de température et de pression relativement moyennes ($0.05 < \frac{P}{P_s} < 0.3$).

Pour $n = 1$, l'équation (II.3) se réduit à celle de Langmuir.

Pour $n \rightarrow \infty$, cas où le nombre de couche est illimité, l'équation (II.18) s'écrit alors:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{C X}{(1-X)(1+(C-1)X)} \quad (\text{II.20})$$

Qui peut être mise sous la forme :

$$\frac{P}{m(P_s - p)} = \frac{1}{m_0 C} + \frac{C-1}{m_0 C P_s} P \quad (\text{II.21})$$

Selon [36], le modèle de B. E. T représente de façon satisfaisante les isothermes de type II et III.

Brunauer, Emmet et Teller ont réalisé des progrès notables par rapport à la théorie originale de Langmuir. Cependant, il reste encore des détails où les deux théories ne tiennent pas compte de l'interaction intermoléculaire de l'adsorbat ou de l'inhomogénéité de la surface adsorbante. Ce qui oblige les chercheurs à trouver une solution alternative tels que les modèles thermodynamiques [34].

II.1.3.4.2. Les Modèles thermodynamiques (phénoménologique)

Ce modèle est une approche purement thermodynamique associant la notion de potentiel d'adsorption à celle du taux de remplissage [35]. Ces modèles incluent la théorie de **Polanyi** développée par la suite par **Dubinin** selon la théorie de *Dubinin-Radushkevich et de Dubinin-Astakhov*.

II. 1.3. 4. 2. 1. Modèle de Polanyi (théorie du remplissage en volume des micropores) [34]

L'origine de la théorie du modèle de Polanyi est basée sur la supposition que l'espace au voisinage de l'interface adsorbant/adsorbat comme une succession de surfaces équipotentielles, dont chacune limite un volume W_i comme le montre la figure (II.23).

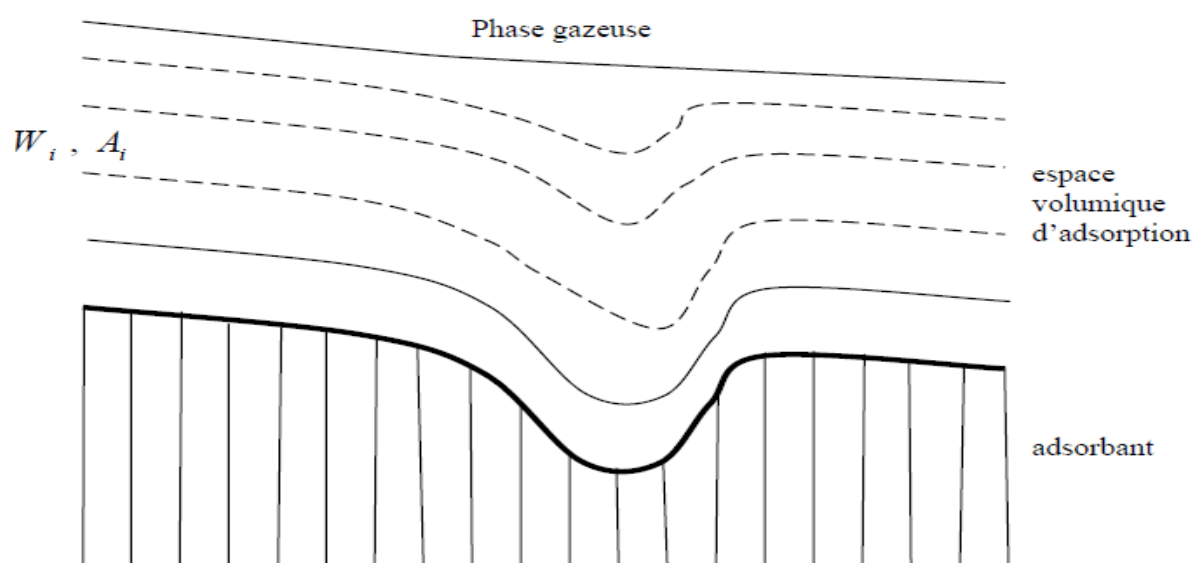


Figure II.25. Présentation schématique du phénomène d'adsorption selon le modèle de Polanyi [34].

Cette théorie est fondée sur un critère purement thermodynamique et conduit à une courbe pour chaque couple adsorbant/adsorbant reliant le volume adsorbé W_i (à température T et à pression P) au potentiel d'adsorption A_i , cette courbe est régie par la fonction suivante:

$$W_i = f(A_i) \quad (\text{II.22})$$

Le potentiel A_i défini comme étant le travail nécessaire pour faire passer une molécule de l'adsorbant de la phase gazeuse à la pression P_s (pression de saturation à la température T) jusqu'à la phase adsorbée à la pression d'équilibre P , qui règne au voisinage de la surface adsorbante à la même température:

$$A_i = \int_P^{P_s} W_i \, dP = \int_P^{P_s} RT \frac{dP}{P} = RT \ln \frac{P_s}{P} \quad (\text{II.23})$$

La fonction A_i est appelée potentiel d'adsorption de Polanyi.

Polanyi admet que pour un gaz et une quantité adsorbée, le potentiel d'adsorption est indépendant de la température:

$$(\partial A_i / \partial T)_{W_i} = 0 \quad (\text{II.24})$$

C'est la condition d'invariance de température qui signifie que la courbe donnant le potentiel d'adsorption est la même quelle que soit la température. Cette courbe est appelée courbe caractéristique.

Polanyi admet aussi l'hypothèse que la phase adsorbée est analogue à un liquide. Donc l'espace volumique W_i est donné par :

$$W_i = \frac{m}{\rho_l(T)} \quad (\text{II.25})$$

Où : m est la masse adsorbée à la pression P .

$\rho_l(T)$ est masse volumique du liquide à la température T .

Selon [34], les courbes caractéristiques sont uniques pour un système adsorbant/adsorbat donné quelque soit sa température, pour le même adsorbant. Pour un adsorbat différent, on obtient des courbes différentes qui ont les propriétés d'être affines entre elles. Ce qui signifie que l'on passe de l'une à l'autre par un facteur multiplicatif spécifique β . Donc, dans ce cas l'équation (II.23) devient:

$$W_i = \beta f(A_i) \quad (\text{II.26})$$

Le paramètre β est appelé coefficient d'affinité, il est indépendant de la température et permet de prendre en compte la nature de l'adsorbat. Par convention, le Benzène est la référence et $\beta(\text{C}_6\text{H}_6) = 1$.

II. 1.3. 4. 2. 2. Modèle de Dubinin

Plus tard, Dubinin et al. [37], ont interprété la fonction A_i comme la variation d'énergie libre ΔG qui correspond au transfert isotherme - réversible d'une mole d'adsorbat de l'état liquide (à température T et à pression de saturation P_s) à l'état adsorbée (à température T et à pression d'équilibre P). Donc ΔG est égale à la différence entre les potentiels chimiques de l'adsorbat dans la phase liquide et dans la phase adsorbée à la même température [34] :

$$A_i = -\Delta G = RT \ln \frac{P_s}{P} \quad (\text{II.27})$$

II.1. 3. 4. 2. 3. Équation de Dubinin-Radushkevich

Dubinin et Radushkevich en 1947 [38] ont développé un modèle théorique à partir du potentiel de Polanyi, rendant compte des masses d'adsorbat piégées à la surface d'un adsorbant microporeux. Dans cette approche Dubinin et al ont considéré le volume d'adsorption W_i , comme une fonction gaussienne du potentiel d'adsorption, en considérant l'adsorption comme un remplissage volumique de l'adsorbant [34]:

$$w = w_0 \exp \left[-K \left(\frac{A_i}{\beta} \right)^2 \right] \quad (\text{II.28})$$

w est le volume occupé par la phase adsorbée.

w_0 est le volume maximal adsorbable.

β est le coefficient d'affinité.

K est une constante caractéristique de la distribution des pores de l'adsorbant.

En substituant A_i par son expression d'après la théorie de Polanyi (équation (II.23)), on obtient l'équation de l'isotherme d'adsorption de gaz sur un solide microporeux :

$$w = w_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \quad (\text{II.29})$$

$D = \frac{KR^2}{\beta^2}$ Est une constante qui caractérise le couple adsorbant/adsorbat.

Donc, la masse adsorbée est donnée par :

$$m = w_0 \rho_1(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \quad (\text{II.30})$$

L'équation (II.30) est connue sous le nom équation de Dubinin-Radeshkevich (D-R).

L'adsorption sur des adsorbants microporeux peut être représentée par l'équation de (D-R) sur un domaine de pression relative de : $10^{-5} < \frac{P}{P_s} < 0.2$ [34].

II.1. 3. 4. 2. 4. Le modèle de Dubinin et Astakhov

L'équation de (D-R) proposée par Dubinin-Radeshkevich ne peut représenter la réalité physique que dans un domaine limité de température et de pression. Pour mieux élargir ce domaine, Dubinin et Astakhov ont proposé une forme plus générale de l'équation (II.30).

Ils ont introduit pour des pressions élevées, l'expression du potentiel chimique qui pour une vapeur réelle sera remplacée par [34]:

$$A_i = RT \ln \frac{f_s}{f} \quad (\text{II.31})$$

f_s et f sont respectivement, les fugacités de l'adsorbat de l'état saturé et l'état d'équilibre.

Ce sont des pressions corrigées à l'écart par rapport aux gaz parfaits.

L'équation de Dubinin et Astakhov proposée est la suivante [39]:

$$m = w_0 \rho_1(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{f_s}{f} \right)^n \right] \quad (\text{II.32})$$

Où, n est un paramètre ajustable, permettant d'améliorer la corrélation des données expérimentales.

L'équation (II.32) est désignée sous le nom d'équation de Dubinin-Astakhov (D-A).

Selon [40], le domaine de validité de cette dernière équation est plus large que celui de (D-R). Cependant, la fidélité du modèle de Dubinin-Astakhov se dégrade très rapidement, lorsque la température augmente. Cette dégradation est par ailleurs largement amplifiée aux hautes pressions pour les quelles les prédictions théoriques annoncent une masse adsorbée plus faible. Dans cet égard, de nombreuses équations d'adsorption ont été dérivées de ces théories (modèles) sous le nom **des équations d'adsorption améliorées**.

II. 1.3. 4. 2. 5. Les équations d'adsorption améliorées

Ces équations traitent de l'adsorption physique des gaz et des vapeurs et donnent les caractéristiques les plus importantes des sorbants industriels qui comprennent, entre autres, le volume des pores, la taille des pores ou la distribution d'énergie et la surface spécifique. Ces courbes très spécifiques peuvent être interprétées de manière à obtenir des informations concernant le mécanisme d'adsorption strictement lié aux interactions entre molécules adsorbantes et adsorbantes, et permettent d'évaluer l'efficacité des adsorbants industriels appliqués dans les processus de séparation, de purification et

autres processus utilitaires[41]. Il y a lieu de citer des corrélations qui ont proposés par M. M. Dubinin, H. F. Stoeckli [42], M. M. Dubinin, et G. M. Plavnik [43] et B. McEnaney [44]. Ces corrélations expriment la relation entre la taille des pores et l'énergie caractéristique de l'adsorbant.

La corrélation de Dubinin-Stoeckli est [42]:

$$X = \frac{K}{E_0 10^{-3}} \quad (\text{II.33})$$

Avec : $K = 13.028 - 1.53 10^{-5}(E_0 10^{-3})^{3.5}$

Où, X (nm) : Demi largeur pour un pore en fente

E : est l'énergie caractéristique de l'adsorbant qui permet de prendre en compte la nature de l'adsorbant

La corrélation de McEnaney est [44]:

$$E_0 = 41.26 10^3 \exp(-0.56 X_t) \quad (\text{II.34})$$

Avec: $X_t = 2X$

Dans le même contexte **des équations d'adsorption améliorées**, le nom idéalité qui influence l'exactitude des théories ci-dessus ce qui mérite des corrections supplémentaires au niveau des hypothèses permettant l'amélioration l'utilisation de ces théories [45]. Il convient de citer quelques améliorations, telles que l'équation de Martin –Hou (équation M-H)[45] qui pris en considération la polarité des adsorbants. D'autre amélioration proposé par Wang et Wang [46], ou ils ont considéré le comportement réel de la vapeur des principaux réfrigérants, c'est-à-dire les vapeurs d'ammoniac, d'eau et de méthanol ne sont pas des gaz idéal.

Une autre version améliorée de l'équation de Dubinin-Radeshkevich modifié (ou bien l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A)) a été proposé par les mêmes auteurs [45 et 46] en considérant la distribution nom uniforme de l'adsorption des micropores.

II. 1.3. 4. 2. 6. Les équations empiriques

Il existe également des équations empiriques dont un exemple est basé sur l'hypothèse que la capacité d'adsorption est fonction de la température et de la pression, mais que les deux paramètres affectent l'adsorption indépendamment [41]. Certaines études axées sur ce domaine. Il y a lieu de citer celles de Ülkü et al. [47-49], Mobedi [50], Douss et Meunier [51], Cacciola et Restuccia [52] et San [53]. Ces chercheurs ont utilisé des corrélations expérimentales pour définir les équilibres d'adsorption des paires de travail utilisées dans les systèmes de récupération d'énergie. Cependant le désavantage de telles équations est qu'une grande quantité de travail expérimental est nécessaire et l'hypothèse ne peut pas toujours exprimer les caractéristiques d'adsorption correctement.

II.1.3.4.2.7. L'équation isostérique

Ce type des équations peut être appliqué pour obtenir la pression d'adsorption ou la capacité d'adsorption (la masse adsorbée) en fonction de la température. Cette nouvelle équation dite l'équation isostérique s'écrit dans sa forme générale :

$$\ln P = a(q) + \frac{b(q)}{T} \quad (\text{II.35})$$

$$a(q) = a_0 + a_1q + a_2q^2 + a_3q^3 + a_4q^4 \quad (\text{II.36})$$

$$b(q) = b_0 + b_1q + b_2q^2 + b_3q^3 + b_4q^4 \quad (\text{II.37})$$

Où, P est la pression en mbar; T est la température en K; a (q) et b(q) sont des fonctions polynomiales en fonction de la masse adsorbée(q) et P est en fonction de a, b et T [54].

II.1.3.5. La chaleur d'adsorption

L'adsorption d'un gaz sur un solide est un processus spontané qui s'accompagne donc d'une diminution d'enthalpie libre de GIBBS du système ($\Delta G < 0$). En s'adsorbant, le gaz perd des degrés de liberté. Par conséquent, son entropie diminue ($\Delta S < 0$) et conformément au deuxième principe de la thermodynamique dont l'équation est [34] :

$$\Delta H_{\text{ads}} = \Delta G + T \Delta S \quad (\text{II.38})$$

En conséquence, il s'agit d'un processus exothermique qui se produit donc avec un dégagement de chaleur et tandis que l'adsorption est continue, la chaleur, appelée **chaleur d'adsorption**, est évolué. Selon [34] cette chaleur d'adsorption peut être décomposée en deux termes qui correspondent aux deux étapes habituelles du passage de la phase gazeuse à la phase adsorbée:

Etape 1: Condensation: $\Delta H = \Delta H_{\text{condensation}}$

Etape 2: Fixation des molécules sur la surface active: $\Delta H = \Delta H_{\text{adhésion}}$

$$\Delta H_{\text{ads}} = \Delta H_{\text{condensation}} + \Delta H_{\text{adhésion}}$$

$\Delta H_{\text{condensation}}$ ne fait intervenir que les propriétés de l'adsorbat, tandis que $\Delta H_{\text{adhésion}}$ étant la plus intéressante, est directement liée aux interactions adsorbant/adsorbat.

Généralement la chaleur d'adsorption dépend de la température, de la pression et la couverture de la surface (c'est-à-dire la quantité de vapeur ou de gaz adsorbée). Cette quantité est déterminée par la pression et la température du système et les données expérimentales recueillies pour

les caractéristiques d'équilibre sont représentées par isothermes l'adsorption (la quantité adsorbée en fonction de la pression d'équilibre à température constante), par isobares d'adsorption (la quantité adsorbée en fonction de la température à pression constante) ou par isostères d'adsorption (pression d'équilibre en fonction de la température à quantité constante de gaz ou de vapeur adsorbés) [55].

Dans ce contexte, la chaleur de l'adsorption peut être définie de trois façons qui sont souvent utilisés dans le phénomène d'adsorption.

- **Chaleur différentielle d'adsorption**(le changement dans la chaleur intégrale de l'adsorption avec le changement de la charge adsorbée) ;
- **Chaleur intégrale d'adsorption** (si la chaleur totale a évolué de la charge adsorbée nulle à la charge finale à température constante) ;
- **Chaleur isostérique d'adsorption** (définie par l'utilisation d'isostères d'adsorption et relation Clausius-Clapeyron)[54].

II.1.3.5.1. La chaleur différentielle d'adsorption

Elle est définie comme le changement d'énergie interne d'un processus d'adsorption complet, produit par une petite quantité d'adsorbat à température, volume et surface constants [56].

$$\Delta_a h = - \left(\frac{\partial Q}{\partial n_a} \right)_T + V \left(\frac{\partial P}{\partial n_a} \right)_T \quad (\text{II.39})$$

Où $\Delta_a h$ est la chaleur différentielle d'adsorption dans la phase adsorbée ; Q est la chaleur transférée en (W/Kg_s) ; n_a est la quantité d'adsorbat en (mol/Kg_s) ; V est le volume du système en (m³) et P (KPa) est la pression [56].

II.1.3.5.2. La Chaleur intégrale d'adsorption

Elle est définie comme la chaleur totale libérée de l'état initial à l'état final de la charge adsorbée à température constante. La chaleur intégrale d'adsorption est obtenue en intégrant la chaleur différentielle d'adsorption à la quantité d'adsorbat. Il est formulé comme l'équation suivante [56] :

$$\Delta_a H = \int_0^{n_a} \Delta_a h \, dn_a \quad (\text{II.40})$$

Où $\Delta_a H$ (J/Kg_g) est l'enthalpie intégrale de la phase adsorbée.

II.1.3.5.3. La Chaleur isostérique d'adsorption

Pour les cas où la chaleur d'adsorption ne varie pas d'une manière significative sur les plages de températures concernées, il existe des relations linéaires obtenues entre $\ln P$ et $1/T$ pour les valeurs fixes de la quantité adsorbée (isosteres d'adsorption) ; choisissant une équation du type Clausius-Clapeyron [55]. La différence entre la chaleur différentielle d'adsorption et la chaleur isostérique d'adsorption est vraiment faible, en effet. Ces deux concepts peuvent donc être considérés comme

identiques [54]. L'Application de l'équation de Clausius Clapeyron pour chacun de ces isostères est exprimée par l'expression suivante:

$$\frac{\delta \ln P}{\delta (1/T)_m} = -\frac{q_{is}}{R} = \frac{\Delta_a H}{R} \quad (\text{II.41})$$

À partir des pentes, la chaleur isostérique d'adsorption (q_{is}), qui est égale à la chaleur différentielle d'adsorption ($\Delta_a H$) peut être calculée. Cette dernière varie avec la quantité de gaz ou de vapeur adsorbée (m); courbes de chaleur, qui sont des tracés de chaleur d'adsorption vs. quantité adsorbée, sont très utiles pour analyser le système [55].

II.1.3.6. L'efficacité (la performance) énergétique et exergetique d'un thermo-transformateur à adsorption

De façon similaire à la section précédente (II.1.2.4), Les paramètres de la performance d'un thermo-transformateur à adsorption selon la première (COP_I) et la seconde loi (COP_{II}) d'analyse thermodynamique sont étudiés. Hormis l'énergie utile à haute température qui définit la performance de ce cycle est évacuée au niveau de l'adsorbent.

II.1.3.6.1. Le coefficient de la performance

Par analogie avec les transformateurs de chaleur à absorption, le coefficient de performance d'un transformateur de chaleur à adsorption peut aussi être défini comme étant la ration de la quantité de chaleur utile produite évacuée au niveau de l'adsorbent par rapport aux quantités de chaleur consommées par le désorbent et l'évaporateur et l'énergie mécanique fournie au pompe.

a- Le coefficient de la performance théorique

Le transformateur de chaleur à adsorption est considéré comme une machine tritherme, donc le coefficient de la performance théorique est assimilable au coefficient de la performance théorique du transformateur de chaleur à absorption tenant en compte les mêmes hypothèses considérés auparavant avec (Q_h à haute température T_h évacuée au niveau de l'adsorbent ; Q_i à température intermédiaire T_i consommé par le désorbent et l'évaporateur et Q_b à basse température T_b atteinte au niveau du condenseur).

$$COP_{AdHT,c} = \frac{(T_b - T_i)}{T_i} * \frac{T_h}{(T_b - T_h)} = \frac{(T_c - T_E)}{T_E} * \frac{T_{U2}}{(T_c - T_{U2})} \quad (\text{II.42})$$

b- Le coefficient de la performance pratique

Le COP d'un cycle réel d'un thermo-transformateur à adsorption est défini comme étant la ration de la quantité de chaleur utile produite évacuée au niveau de l'adsorbent par rapport aux quantités de chaleur consommées par le désorbent et l'évaporateur et la quantité d'énergie mécanique fournie au pompe.

$$\text{COP}_{\text{AdHT}} = \frac{Q_{U2}}{Q_E + Q_G + \dot{W}_{\text{WP2}}} \quad (\text{II.43})$$

II.1.3.6.2. L'exergie

Le coefficient de performance exergetique d'un transformateur de chaleur à adsorption ($\text{COP}_{\text{I,AdHT}}$) peut être écrit comme suit:

$$\text{COP}_{\text{II,AdHT}} = \frac{|Q_{U2}| * \left(1 - \frac{T_0}{T_{U2}}\right)}{|Q_G| * \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + |Q_E| * \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) + \dot{W}_{\text{WP2}}} \quad (\text{II.44})$$

Lorsque la température de la source froide (T_c) est égale à celle de milieu environnant (T_0) et l'énergie thermique fournie au générateur et à l'évaporateur est à la même (température T_i), nous obtenons :

$$\text{COP}_{\text{II,AdHT}} = \text{COP}_{\text{I,AdHT}} * \frac{(T_b - T_h)}{T_{U1}} * \frac{T_i}{(T_b - T_i)} = \frac{\text{COP}_{\text{I,AdHT}}}{\text{COP}_{\text{AdHT,c}}} \quad (\text{II.45})$$

II.1.3.7. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un thermo-transformateur à adsorption

Selon la littérature, les transformateurs de chaleurs à adsorption n'ont pas reçu beaucoup d'attention et avoir le même développement que les transformateurs de chaleurs à absorption. Ceci n'est pas suffisant pour bien préciser et d'identifier les verrous technologiques, techniques et phénoménologiques. Quelques pistes d'amélioration du cycle seront étudiées, par une recherche dans la littérature et par l'étude de phénomène d'adsorption dans un cycle de la thermo-transformation par analogie avec un cycle de transformateur de chaleur à absorption.

II.1.3.7.1. Le saut thermique

L'objectif des procédés de la thermo- transformation est de rendre une source de chaleur résiduelle à une température pertinente. L'élévation maximale de potentiel thermique de la valorisation est introduite pour quantifier cette augmentation de température. Ce paramètre d'évaluation et d'optimisation est défini comme la différence de température entre celle de la chaleur utile évacuée au niveau de l'adsorbeur et celle fournie au niveau de l'évaporateur.

$$\text{GTL (AdHT)} = T_{U2} - T_E \quad (\text{II.46})$$

II.1.3.7.2. paramètres opératoires

De façon similaire à la section précédente, les paramètres opératoires (température, pression et pincement thermique) sont également considérés dans le même cadre d'évaluation et d'optimisation. Une étude paramétrique sera réalisée par la suite pour déterminer l'interaction entre ces conditions opératoires dans tout l'intervalle de fonctionnement et leur effet sur le plan quantitatif et qualitatif de la performance du cycle.

- **La masse cyclée** (le changement de la concentration nette) (Δx)

Ce paramètre d'optimisation est défini comme la différence de la concentration en adsorbat entre celle de la phase d'adsorption (la masse adsorbée) et celle de la désorption (la masse désorbée).

L'influence de ces quantités sur la performance et le comportement de la machine peut être vérifiée par le modèle de Dubinin-Astakhov, qui exprime la dépendance de la masse adsorbée correspondant à la température d'adsorption (T_{U2}) et la pression de saturation à la température d'évaporation ($x_r = f(T_{U2}, P_s(T_E))$), ou la dépendance de la masse désorbée correspondant à la température de désorption (T_G) et la pression de saturation à la température de condensation ($x_p = f(T_G, P_s(T_C))$)

$$x = x_{\max}(T) * \exp \left[-K * \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right) \right]^n \quad (\text{II.47})$$

II.1.3.7.3. Caractéristiques du couple réactif

Pour les systèmes de pompes à chaleur à adsorption, le choix du couple réactif approprié est très important car l'efficacité et la conception de la machine dépend de certaines caractéristiques physiques et chimiques, la complexité dans la manipulation et les soucis environnementaux. Le choix du couple réactif approprié dépend également de l'application à laquelle la machine est destinée. En effet trois matrices ont été suggérées dans la littérature comme matériaux adsorbants (les zéolites, les gels de silice et les charbons actifs) [57] et (l'eau, méthanol, éthanol et l'ammoniac) comme frigorigène pour les applications de la thermo-transformation à adsorption physique [58,59].

En effet quatre couples ont été sélectionnés pour la revalorisation de l'énergie thermique par un thermo transformateur à adsorption, à savoir : la zéolite 13X/eau, le charbon actif/méthanol, le charbon actif fibre/méthanol et le gel de silice/eau. Cependant, plusieurs études confirment l'adaptation de zéolite 13X pour les transformateurs de chaleurs à adsorption [60-63]. Ce dernier est considéré comme un couple convenable et adopté pour cette application avec une possibilité de revalorisation de la chaleur de 80°C à 150°C [60] grâce à ses propriétés physico-chimiques convenables avec les critères thermodynamiques et écologiques. Un autre critère économique et technique qui montre la recommandation de zéolite au niveau mondial (prix très bas par rapport aux autres adsorbants, stabilité de l'eau par rapport aux autres réfrigérants tel que le méthanol). D'autres classes de matériaux ont été suggérées qui présente des meilleures performances par rapport les matériaux couramment utilisés tels que les MOFs (structures organiques métalliques), aluminophosphate et les SWSs (gel de silice mésoporeux imprégné de CaCl_2), cependant aucun de ces propositions n'est étudié pour les applications de la thermo-transformation à adsorption physique.

La recherche de nouvelles paires réactives adaptées aux transformateurs thermiques à adsorption qui permettent d'avoir une valorisation supérieure fait l'objectif de plusieurs recherches, dans ce contexte plusieurs d'autres substances chimiques ont été suggérées comme matériaux adsorbants avec différents gaz réactifs pour créer un couple réactif dans les cycles des transformateurs thermiques à

adsorption notamment le système d'ammoniac (sels alcalins / ammoniac ; sels alcalino-terreux ou halogénures métalliques / ammoniac ; nitrates ou phosphates / ammoniac ; monométhylamine / ammoniac), le système à dioxyde de soufre (oxydes / dioxyde de soufre), le système de la vapeur d'eau (oxyde / vapeur d'eau ; sels / vapeur d'eau), le système de dioxyde de carbone (oxydes / dioxyde de carbone) et le système hydrogène (métaux ou alliages de métaux / hydrogène). Cependant l'adsorption et la désorption entre le composé chimique et le gaz ce fait par une réaction chimique permet l'apparition d'une nouvelle version du cycle de la thermo-transformation à adsorption sous le nom d'un transformateur thermique à adsorption chimique, ce qui est n'avez pas l'objectif de notre étude. Donc il est évident que notre choix soit porté sur les couples adsorptif utilisé dans l'adsorption physique (zéolite 13X/eau, charbon actif (fibre)/méthanol et le gel de silice/eau).

II.1.3.7.4. L'architecture du cycle et le choix des composants

L'architecture du cycle conventionnel d'un thermo-transformateur à adsorption influe significativement sur la performance du cycle. En effet, il est important de signaler que le cycle à adsorption physique fonctionne d'une façon discontinue notamment lorsqu'on utilise un seul lit, ce qui influe négativement sur la performance du cycle. Dans ce contexte, la modification au niveau de l'architecture du cycle conventionnel d'un thermo-transformateur à adsorption, tel que les conceptions des architectures à deux ou plusieurs lit d'adsorption avec ou sans récupération de masse et /ou de chaleur permet d'une part de limiter la contrainte citée précédemment et d'autre part d'augmenter le saut thermique et donc d'améliorer la performance du cycle.

II.1.3.8. Les cycles d'un transformateur de chaleur à adsorption améliorés

II.1.3.8.1. Le cycle d'un transformateur de chaleur par adsorption à un réservoir intermédiaire (cycle à récupération de masse)

La première architecture consiste en une unité hermétique sous vide composée d'un lit à garnissage d'adsorbant solide (générateur), d'un condenseur, évaporateur et un réservoir intermédiaire pour l'adsorbat condensé (réfrigérant) comme nouvel élément. Une petite pompe centrifuge est nécessaire pour transférer l'adsorbat condensé du réservoir intermédiaire à l'évaporateur qui est à une pression relativement plus élevée. Le générateur (désorbeur et adsorbeur), le condenseur et l'évaporateur assument les mêmes fonctions que dans un cycle classique : désorption des vapeurs de réfrigérant puis condensation des vapeurs suivi par une évaporation du liquide obtenu, et enfin une adsorption des vapeurs provenant de l'évaporateur qui permet la production d'une quantité de chaleur à un niveau thermique plus élevé par une réaction exothermique. L'introduction d'un réservoir intermédiaire entre le condenseur et l'évaporateur permet de maintenir la quantité de masse cyclée (réfrigérant) d'une façon à garder le même transfert de masse entre les deux phases de désorption et d'adsorption et donc maintenir la même production Q_{Ads} .

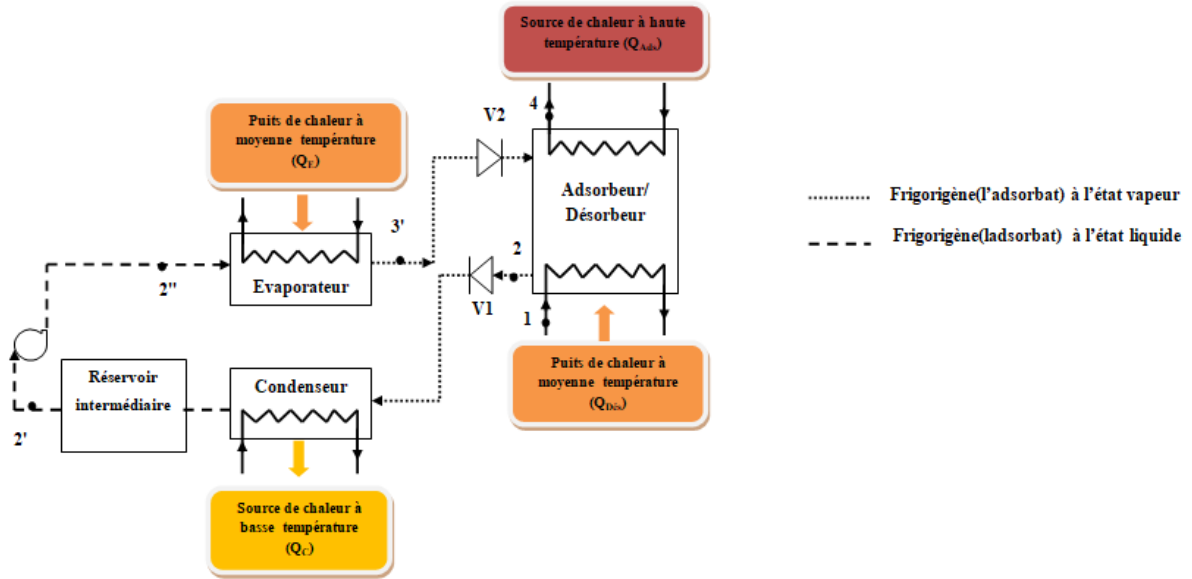


Figure II.26. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption avec réservoir intermédiaire.

II.1.3.8.2. Le cycle à deux réservoirs (cycle simple)

Cette architecture consiste à connecter deux réservoirs, le premier pour l'eau (considéré comme un échangeur de chaleur joue le rôle d'un évaporateur lors de la phase d'adsorption et un condenseur lors de la phase de désorption) tandis que le deuxième contient l'adsorbant solide. Lors de la phase d'adsorption, le second réservoir obtient leur vapeur d'eau chaude directement par le premier réservoir (l'évaporateur) chauffé par un flux de chaleur de moyenne température Q_E où elle est adsorbée dans le second réservoir accompagnée d'un dégagement de chaleur d'adsorption à haute température Q_{Ads} . Par la suite, la phase de désorption est réalisée par l'écoulement du fluide caloporteur subit à la température moyenne Q_{Des} dans le second réservoir. Par la suite l'eau déshydratée, se condense dans le premier réservoir (condenseur) par un refroidissement à la température ambiante. Ces deux phénomènes sont terminés lorsque l'équilibre est atteint entre les deux réservoirs.

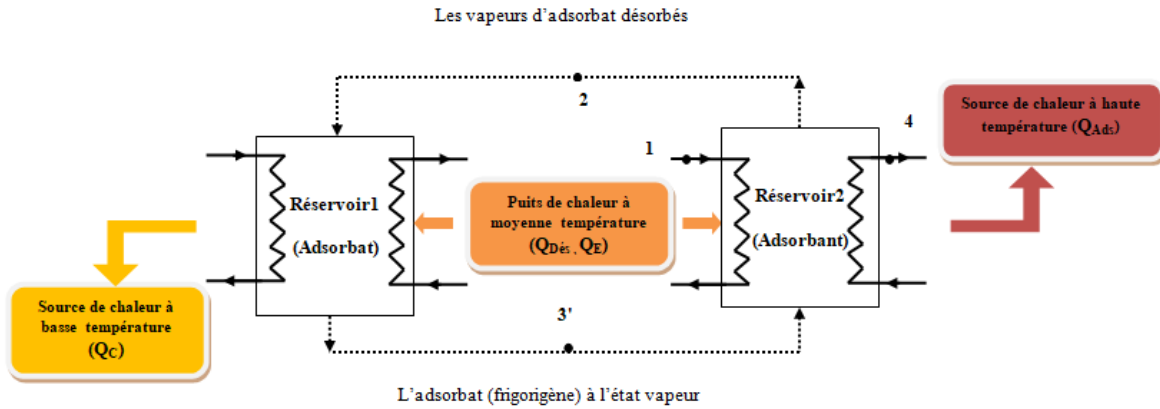


Figure II.27. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption à deux réservoirs.

II.1.3.8.3. Le cycle à trois réservoirs (cycle à récupération de chaleur)

Cette architecture est très similaire à celle de deux réservoirs, sauf qu'elle inclut d'un autre réservoir supplémentaire contenant de l'eau froide. Cette configuration consiste à effectuer une adsorption en couplant le troisième réservoir qui contient de l'adsorbant solide vers le premier réservoir qui contient de l'eau chaude. Par la suite, pendant la phase de désorption, le réservoir 2 est relié au réservoir 3, la vapeur d'eau qui se désorbe dans le réservoir 3 par l'écoulement du fluide caloporteur à la température moyenne. La vapeur est condensée par la suite dans le deuxième réservoir par un flux de chaleur de basse température. Dans le système à deux réservoirs, le réfrigérant (l'eau) dans le réservoir 1 est chauffée et refroidi à plusieurs reprises avant les phases d'adsorption et de désorption respectivement. Ceci est évité dans le système à trois réservoirs, ce qui peut améliorer la valeur de COP.

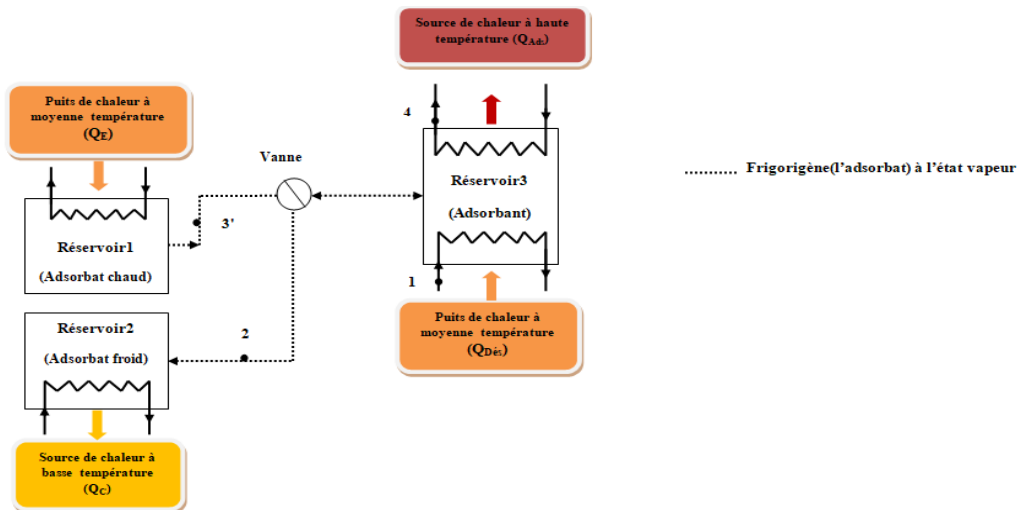


Figure II.28. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption à trois réservoirs.

II.1.3.8.4. Le cycle à quatre réservoirs (cycle continu)

La conception de ce cycle est basée sur quatre réservoirs interconnectés entre eux par deux électrovannes. Les deux premiers réservoirs qui sont pour l'eau chaude et froide respectivement.

Tandis que le troisième et le quatrième réservoir qui contiennent l'adsorbant solide sont munis de dispositions distinctes selon les besoins (adsorption ou désorption) pour assurer la continuité du cycle. Par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur circulant en boucle fermée, il est alors possible d'effectuer une récupération de chaleur entre les deux réservoirs qui contiennent l'adsorbant solide pour réaliser la phase de pré-refroidissement isostérique et la phase de préchauffage isostérique. Ce cycle de récupération de chaleur permet d'une part à réduire la quantité d'énergie provenant de la source chaude, et engendre alors une augmentation du coefficient de performance et d'autre part de réduire les pertes de chaleur sensibles qui surviennent habituellement pendant l'opération intermittente.

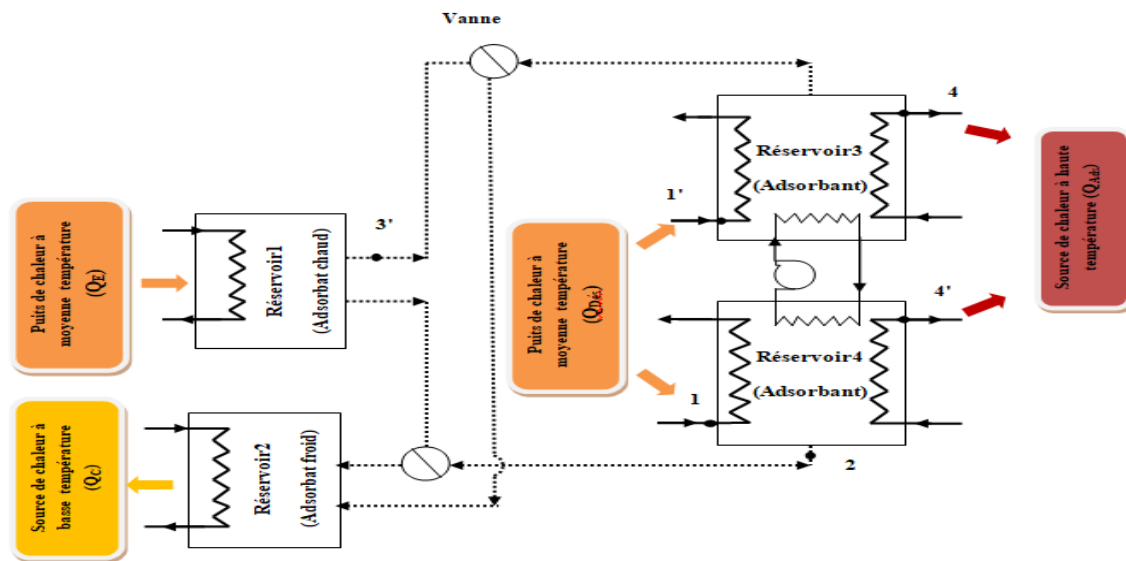


Figure II.29. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption à quatre réservoirs.

II.2. Zoom sur les dispositifs de conversion de l'énergie thermique

II.2.1. Machine d'Ericsson et cycle de Joule

Le moteur Ericsson représente une partie de la famille des moteurs thermique dont le rôle de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Selon [64], ces moteurs sont très adaptés à la production d'énergie de petites puissances (de 1 à quelques dizaines de kilowatts).

Il y a lieu de préciser que le moteur Ericsson est un moteur alternatif à apport de chaleur externe, à enceinte de compression et de détente distinctes, à fluide de travail monophasique gazeux, reçoit de la chaleur d'une source chaude pour la céder par la suite au un puits froid en fournissant du travail mécanique [65]. En fonction de fluide moteur utilisé, le cycle sera ouvert ou fermé et peut être réalisée avec ou sans régénérateur qui permet de transférer la chaleur rejetée lors de la phase de refroidissement isobare vers la phase de chauffage isobare.

Le cycle comprend deux évolutions isothermes (la compression et la détente) et deux autres isobares (un chauffage et refroidissement). Cependant, étant donné la vitesse de balayage des pistons, la durée disponible pour la réalisation d'un échange thermique à travers la paroi de chaque cylindre, au cours

des phases de compression et de détente, est très faible, ce qui limite fortement la puissance thermique transférée. Ainsi, le modèle de transformations thermodynamiques sans transfert thermique (adiabatiques), correspondant à un cycle de Joule, s'avère plus proche de la réalité» [66]. C'est pourquoi, la machine d'Ericsson est généralement modélisée selon le cycle de Joule et est ainsi appelée machine d'Ericsson à cycle de Joule [67]. Ce dernier aussi appelé cycle de Brayton est semblable à celui de turbines à gaz et peut être réalisé en cycle ouvert ou fermé avec ou sans régénérateur.

Selon la littérature il existe très peu de travaux récents sur le moteur Ericsson à cycle de Joule à apport de chaleur externe ce qui ne négliger pas les nombreux avantages de ce moteur comparé au moteur Stirling présenté par La TEP, par l'équipe de Pascal Stouffs.

II.2.1.1.Principe de fonctionnement

En fonction de la configuration adoptée, les différents constituants du moteur sont un cylindre de détente (machine de détente), un autre de compression (machine de compression), un réchauffeur (H) et un échangeur-récupérateur de chaleur (régénérateur). Son cycle élémentaire est constitué d'une compression isentropique, d'un chauffage isobare, d'une détente isentropique et d'un refroidissement isobare.

Dans tous les cas (cycle ouvert ou clos avec ou sans récupération) le fluide est d'abord comprimé dans le compresseur jusqu'à P_2 et T_2 , ensuite chauffé dans le réchauffeur par la chaleur du fluide qui constitue la source de chaleur du cycle pour être enfin détendu dans la machine de détente pour produire de la puissance mécanique. Par ailleurs, le rendement de l'installation peut être amélioré significativement par l'introduction de régénérateur. Dans ce cas (voir la figure II.32), le fluide de travail peut être préchauffé avant son passage dans le réchauffeur jusqu'à T_3 comme il peut céder une partie de sa chaleur après la détente pour atteindre la température T_5 . Dans le cas d'un cycle ouvert les gaz refroidis sont rejetés dans le milieu environnant à la température T_6 . Ils sont réinjectés de nouveau dans le cycle si ce dernier est fermé.

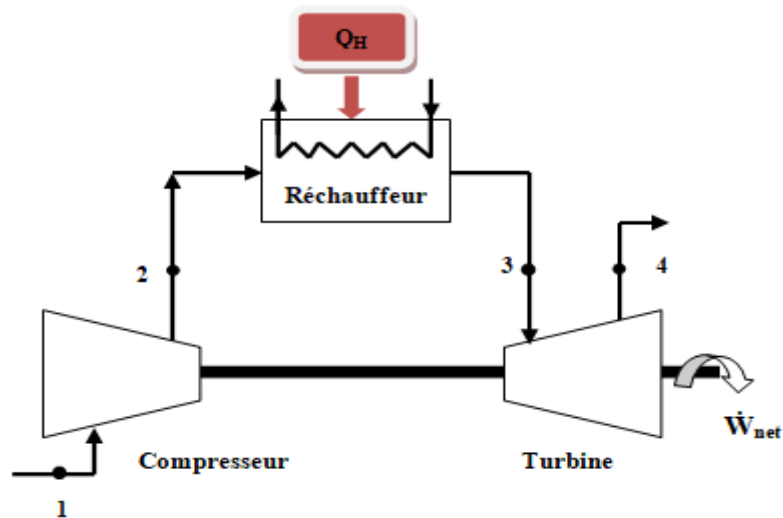


Figure II. 30. Schéma de principe des composants pour un cycle de Joule fonctionnant en circuit ouvert.

II.2.1.2. Les fluides de travail utilisés

Le moteur Ericsson, proche du moteur Stirling, fonctionne selon le cycle de Joule. Il s'agit également d'une machine thermodynamique à apport de chaleur externe utilisant un fluide monophasique gazeux comme fluide moteur. Le fluide actif dans une machine thermodynamique à apport de chaleur externe (moteur Stirling) peut avoir la condition thermodynamique suivante [68] :

- Haute conductivité thermique
- Haute chaleur spécifique
- Basse viscosité
- Basse densité.

D'autres conditions (critères) doivent avoir dont le choix du fluide actif tels que les conditions écologiques et économiques liés à la protection environnementale et le coût d'investissement et d'exploitation respectivement.

II.2.1.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés

Sur la Figure II. 30, on peut voir les diagrammes thermodynamiques théoriques des deux cycles. Dans le cycle théorique d'Ericsson le fluide de travail subit les transformations suivantes:

(1-2) : Phase de compression isotherme dans la machine de compression;

(2-3) : Chauffage isobare dans le réchauffeur (H);

(3-4) Phase de détente isotherme du gaz chaud dans la machine de détente;

(4-1) Refoulement isobare de fluide moteur dans le milieu ambiant. Par contre le cycle de Joule ou Brayton comprend deux évolutions adiabatiques et deux autres isobares, selon la suite des transformations :

(1-2) : Phase de compression isentropique de fluide moteur dans la machine de compression;

- (2-3) : Chauffage isobare de fluide moteur dans le réchauffeur H;
- (3-4) Phase de détente isentropique du gaz chaud dans la machine de détente;
- (4-1) Refoulement isobare de fluide de travail dans le milieu ambiant.

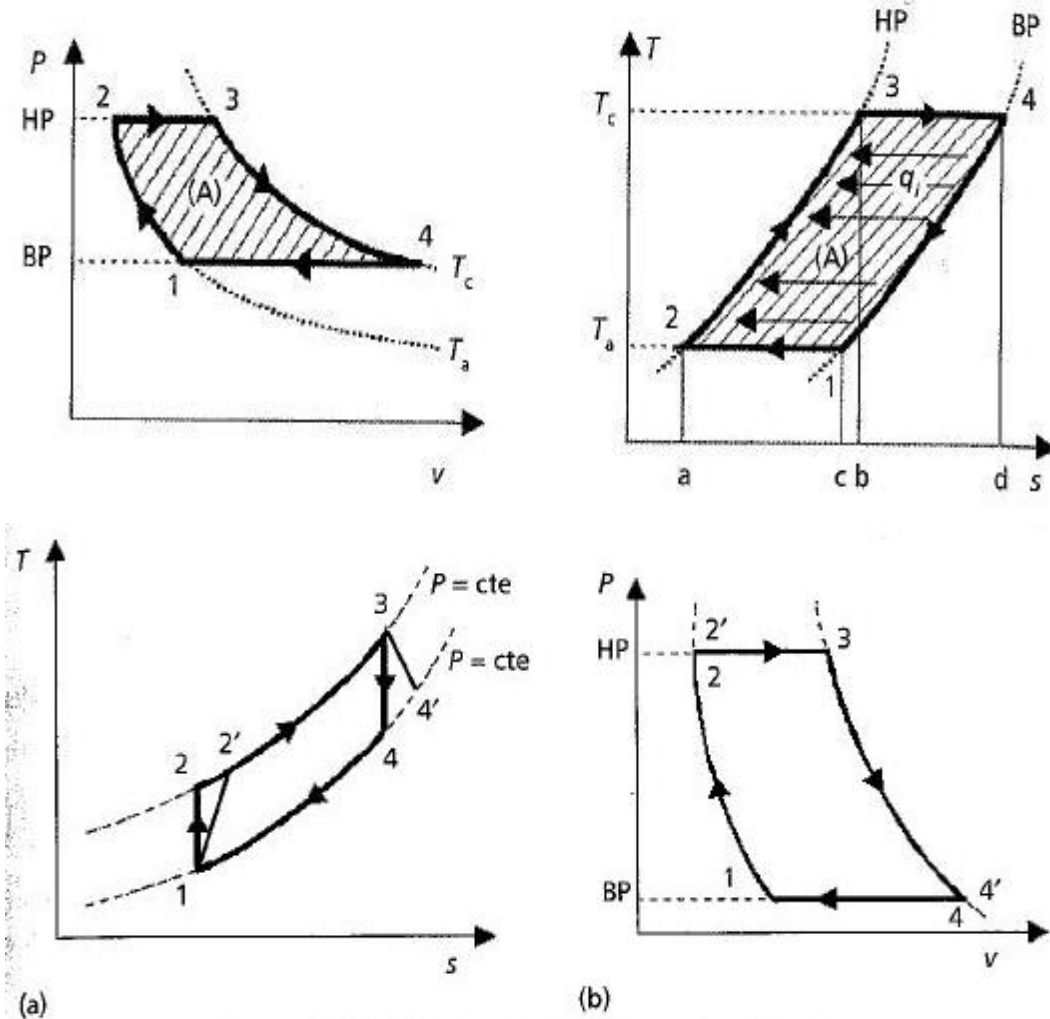


Figure II. 31. Cycle théorique d'Ericsson (en haut) et cycle théorique et réelle de Joule ou Brayton (en dessous) [69].

II.2.1.4. L'efficacité énergétique et exergetique d'un moteur d'Ericsson à cycle de Joule

II.2.1.4.1. L'efficacité énergétique

a- L'efficacité énergétique idéale (Carnot)

$$\eta_{\text{Joule,c}} = 1 - \frac{T_{\text{sf}}}{T_{\text{sc}}} \quad (\text{II.48})$$

b- L'efficacité énergétique pratique (réelle)

L'efficacité énergétique réelle d'un moteur d'Ericsson fonctionnant à cycle de Joule est caractérisée le plus courant par un rendement thermique ou bien l'efficacité selon le premier principe qui est exprimé comme étant la ration de la puissance (le travail) utile (\dot{W}_{utile}) par rapport à la quantité de chaleur fournie au fluide moteur (Q_{sc}).

$$\eta_{I,Joule} = \frac{\dot{W}_{utile}}{Q_{sc}} = \frac{(\dot{W}_T - \dot{W}_C)}{Q_{sc}} \quad (II.49)$$

\dot{W}_T est le travail délivré par la turbine alors que \dot{W}_C est le travail de compression.

II.2.1.4.2. L'efficacité exergetique

Dans le cas d'un cycle moteur, l'exergie utile correspond au travail moteur et l'exergie investie correspond à celle de la chaleur de la source chaude. On obtient :

$$\eta_{II,Joule} = \frac{|\dot{W}_{utile}|}{Q_{sc} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sc}}\right)} \quad (II.50)$$

Lorsque la température de la source froide (T_{sf}) est égale à celle de milieu environnant (T_0), nous obtenons :

$$\eta_{II,Joule} = \frac{\mu_{I,Joule}}{\mu_{Joule,c}} \quad (II.51)$$

II.2.1.5. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un moteur d'Ericsson à cycle de Joule

II.2.1.5.1. Maximisation de la puissance produite (utile)

L'amélioration du rendement thermique d'un convertisseur thermomécanique, tel que le moteur d'Ericsson à cycle de Joule dépend d'une part de la puissance mécanique (et ou électrique) produite qui correspond à l'effet utile qui doit être maximisé en tout temps (peut être maximisé par la maximisation de la puissance délivré par la turbine ou par la minimisation de la puissance consommée lors de la compression) et d'autre part de la minimisation de la puissance calorifique consommée qui correspond à la minimisation de la dépense énergétique et ainsi de la minimisation de la puissance calorifique sortante, celui ci peut-être considéré comme un rejet polluant.

$$\dot{W}_{utile} = \dot{W}_T - \dot{W}_C = -(Q_{sc} + Q_{sf}) \quad (II.52)$$

Cependant le rendement de cycle (équation II.49) qui correspond au rapport de la puissance mécanique du cycle sur la chaleur absorbée à la source chaude ne donne pas d'information pertinente sur les différents verrous de la performance et de leur amélioration. Il est en effet possible d'optimiser le rendement de cycle mais cet optimum ne correspond pas au maximum ou minimum de puissance. Il est donc nécessaire de définir d'autres indicateurs.

II.2.1.5.2. Paramètres opératoires

L'influence des conditions de fonctionnement peut être vérifiée pour améliorer la performance et la rentabilité du système. Cependant cette vérification nécessite une étude de sensibilité paramétrique relative au dimensionnement du moteur et à ses conditions opératoires qui sera présentés et discutés

dans les sections suivantes pour avoir l'influence de ces paramètres sur le comportement du cycle. Par ailleurs, l'étude d'un cycle endoréversible est souvent utilisée pour étudier la limitation de la performance du cycle réel. Dans ce contexte, le développement du rendement thermique au sens du premier principe au système d'un moteur d'Ericsson à cycle de Joule endoréversible cyclique fermé avec une masse constante et unitaire exprime l'interaction entre les paramètres opératoires mis en jeu (température et pression) et leur effet sur la performance du cycle convertisseur.

Le rendement s'écrit : relative au dimensionnement du moteur et à ses conditions opératoires

$$\eta_{I,Joule} = \frac{(h_3-h_4)-(h_2-h_1)}{(h_3-h_2)} = \frac{cp \cdot [(T_3-T_2)+(T_1-T_4)]}{cp \cdot (T_3-T_2)} \quad (II.53)$$

Conformément au schéma de la figure (II.27), Les points 1 et 2 sont sur une isentrope de même que les

points 3 et 4, on a :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Comme les transformations 2-3 et 4-1 sont deux isobares, on a : $P_1=P_4$ et $P_2=P_3$ d'où :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = n \quad (II.54)$$

On divise l'équation (II.53) par T_1 , on obtient :

$$\eta_{I,Joule} = \frac{\left(\frac{T_3}{T_1} - n + 1 - \frac{T_4}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - n\right)} \quad (II.55)$$

Définissant $\frac{T_3}{T_1} = \theta$ et tenant compte de $T_4 = \frac{T_3}{n}$, on obtient :

$$\eta_{I,Joule} = \frac{\theta - n + 1 - \frac{\theta}{n}}{\theta - n} = \frac{(\theta - n) \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)}{(\theta - n)} \quad (II.56)$$

Donc le rendement devient :

$$\eta_{I,Joule} = 1 - \frac{1}{n} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (II.57)$$

À partir de cette démonstration, le rendement dépend indirectement du taux de température et du taux de compression qui interviennent dans le calcul de n . Le rendement sera d'autant plus élevé que les températures T_2 et T_3 seront élevées donc que le taux de compression sera élevé. Néanmoins, les hautes pressions de fonctionnement influent sur le dimensionnement et la conception de compresseur et du détendeur et sur le coût d'investissement et d'exploitation.

La conclusion la plus importante est que le rendement thermique maximale du cycle dépend de l'augmentation de la température de la source chaude (T_3) transférée au fluide de travail dans le réchauffeur et la diminution de la température du puits froid (T_4) rejetée par le fluide de travail dans la turbine.

II.2.1.5.3. Influence des efficacités de la détente et de la compression

L'influence du rendement du compresseur et de la turbine sur le comportement de machine thermique plus particulièrement sur le rendement thermique peut être vérifiée par l'utilisation de la thermodynamique irréversible. Les irréversibilités de compression et de détente implique une augmentation de puissance consommé par le compresseur et une diminution de la puissance cédée par la turbine ce qui influe sur la performance du cycle. Ces irréversibilités sont prises en compte à travers les rendements isentropiques de compression. L'augmentation de l'efficacité des turbines et des compresseurs ont entraîné une augmentation significative d'efficacité cycle [70].

II.2.1.5.4. La destruction d'exergie

Selon plusieurs études, l'analyse exergetique permet de localiser et d'évaluer la cause et l'importance de la perte de ressource d'énergie. Cette perte traduit par une irréversibilité qui est un facteur important pour la maximisation du rendement exergetique dans un convertisseur.

II.2.1.5.5. Caractéristiques du fluide moteur

Selon l'expression (II.54), le rendement d'un moteur d'Ericsson à cycle de Joule dépend également du fluide moteur par l'intermédiaire du γ . Dans la plupart de ces moteurs, l'air est utilisé comme fluide de travail, d'où l'appellation de "moteurs à air chaud" [71]. Ce dernier est considéré comme un bon fluide de travail grâce à son omniprésence qui permet de l'utiliser en cycle ouvert et donc permet d'économiser un échangeur de chaleur pour un refroidissement de la source froide (l'atmosphère). La qualification de ce fluide est justifié également par leur conforme avec les critères technique (un bon rendement, la température de fonctionnement du cycle n'est pas limitée par le fluide (air), plus simple à mettre en œuvre...), économique (disponible et gratuit) et environnemental (stable à haute température, pas nuisible pour l'environnement,..).

Certains moteurs modernes utilisent cependant de l'hélium (He), du dihydrogène (H₂) ou du diazote (N₂) comme fluide de travail [72]. Ces derniers sont caractérisés par leurs hautes capacités de transfert de chaleur, De surcroit l'hydrogène a une conductivité thermique élevée et une faible viscosité, ce qui permet au moteur de fonctionner plus rapidement qu'avec d'autres gaz, mais en raison de son inflammabilité, Il faut donc veiller à ce qu'ils ne soit pas relâché dans l'atmosphère, alors il n'est pas sûr de travailler avec (ou bien peut être utilisé avec configuration fermé). L'hélium est un gaz inerte sur lequel il est plus sécuritaire de travailler mais relativement coûteux.

II.2.1.5.6. L'architecture de cycle et le choix des composants

L'architecture du cycle et la sélection des composants avec des pertes minimales jouent un rôle important dans l'objectif d'amélioration de fonctionnement. Dans ce contexte plusieurs améliorations peuvent être apportées à ce cycle de base de Joule. Selon [73], l'introduction d'un régénérateur

améliore très significativement le rendement du cycle, lorsque le rapport de pression est faible. De même un régénérateur idéal rend le cycle d'Ericsson équivalent au cycle de Carnot [74]. De même la conception de cycles thermodynamiques innovants, répondant aux défis énergétiques actuels [75].

II.2.1.6. Cycles de Joule améliorés

II.2.1.6.1. Le cycle ouvert sans récupération

Cette architecture est la plus simple en conception. Il s'agit d'un moteur d'Ericsson à cycle de Joule en circuit ouvert dont les éléments constitutifs sont : un compresseur, un échangeur thermique source chaude (réchauffeur) et une machine de détente. Cette dernière considérée comme une configuration basique du cycle de Joule. Dans le cas du cycle ouvert, le fluide moteur généralement utilisé est l'air ou il est aspiré par le compresseur et subit une compression adiabatique jusqu'à une pression maximale du cycle P_2 . Ensuite l'air sous pression est refoulé à T_2 dans le réchauffeur où il est chauffé à T_3 et enfin détendu dans la machine de détente pour produire de l'énergie mécanique (la machine de détente peut être remplacée éventuellement par un système de tuyauterie qui n'est ainsi pas soumis à des pressions importantes, ce qui permet d'en réduire le coût [73]). Les gaz détendus sont rejetés vers le milieu ambiant à la température T_4 . Dans cette architecture l'atmosphère qui joue le rôle d'un refroidisseur (échangeur de chaleur basse température), ce qui facilite d'une part la tâche de réintégrer le fluide moteur à certaine température dans le compresseur et d'autre part de simplifier la conception du cycle et réduire le cout d'investissement.

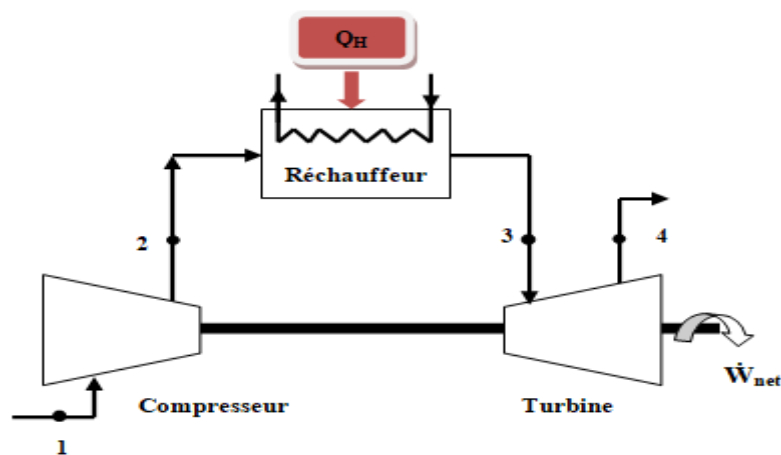


Figure II. 32. Le cycle de Joule ouvert sans récupération.

II.2.1.6.2. Le cycle ouvert avec récupération

Cette architecture est très similaire à la configuration précédente, avec la seule différence qu'il inclut un échangeur de chaleur haute température (récupérateur) supplémentaire. Ceci présente l'avantage de recycler une partie de l'énergie au sein du cycle par le l'utilisation de la chaleur (énergie) cédée par le

fluide moteur refoulée (air) à la sortie de la machine de détente pour préchauffer l'air en sortie de compresseur par l'intermédiaire d'un récupérateur de chaleur.

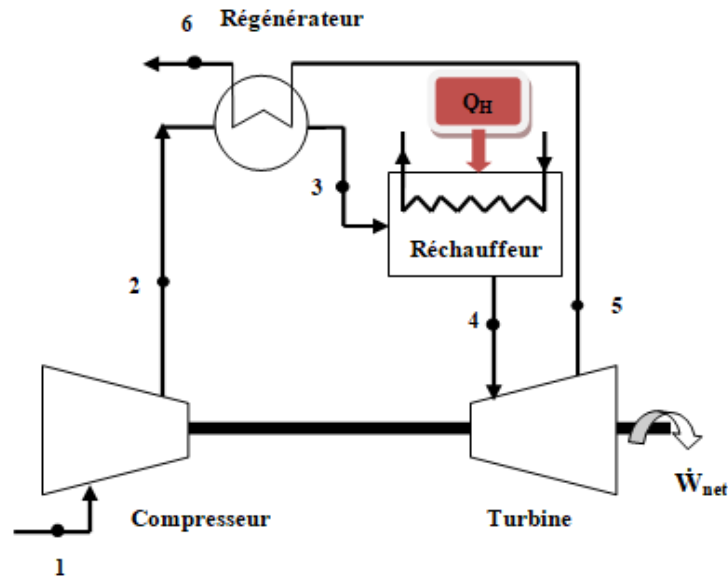


Figure II. 33. Le cycle de Joule ouvert avec récupération.

II.2.1.6.3. Le cycle fermé avec refroidisseur

Le cycle de Joule peut être réalisé avec un circuit fermé comprenant un compresseur, une machine de détente, un réchauffeur et deux autres échangeurs de chaleur ; un échangeur thermique haute température (récupérateur) et un échangeur basse température (refroidisseur). Selon cette architecture Les éléments constitutifs assument les mêmes fonctions que dans un cycle ouvert avec récupération : une compression adiabatique de fluide actif puis un préchauffage isobarique suivi par un chauffage sur le même isobare, et enfin une détente adiabatique. Les gaz détendus sont refoulés dans le récupérateur à la température T_6 et puis refroidis dans le refroidisseur à la température T_1 avant d'être à nouveau comprimé.

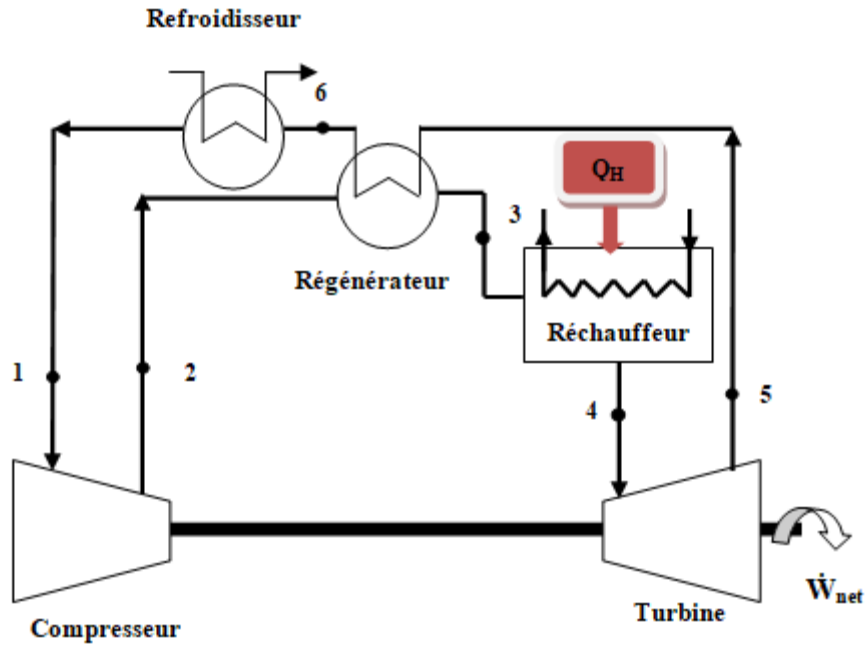


Figure II. 34. Le cycle de Joule fermé avec refroidisseur.

II.2.1.6.4. Le cycle à compressions et détente fractionnées

Il a été vu que le rendement d'un cycle réel dépend fortement non seulement du rendement de la turbine de détente mais également du rendement du compresseur. Or le rendement d'un compresseur se détériore rapidement lorsque le taux de compression augmente; de plus, la température de refoulement augmente avec le taux de compression (et ce d'autant plus que le rendement de compression décroît) [76]. L'architecture d'un cycle à compressions et détente fractionnées (à plusieurs étages) peut être réalisée respectivement par le refroidissement et le réchauffage intermédiaire de fluide moteur entre deux compresseurs et deux machines à détente (détendeurs). Selon [76], cette architecture présente un intérêt technique ainsi qu'un rendement amélioré. Conformément au schéma de la figure II.32. Le fluide moteur à la température T_1 est aspiré par le premier étage de compresseur qui le comprime isentropiquement à une pression intermédiaire P_2 ensuite il est refroidi à pression constante à l'état 3 avant d'être aspiré par le deuxième étage de compresseur ou il subit une deuxième compression isentropique jusqu'à atteindre un niveau de pression maximal $P_{max}=P_4$. Le gaz sous pression est refoulé à T_4 dans le réchauffeur où il est chauffé de façon isobare, le gaz chaud sous pression est ensuite aspiré à T_5 dans le premier étage de la machine de détente où il est détendu isentropiquement à l'état 6. Enfin les gaz qui s'échappent de la première détente sont réchauffés à pression constante à l'état 7 avant d'être aspirés par le deuxième étage de détente pour produire de l'énergie mécanique. Les gaz détendus sont refoulés à l'état initial pour recommencer le cycle.

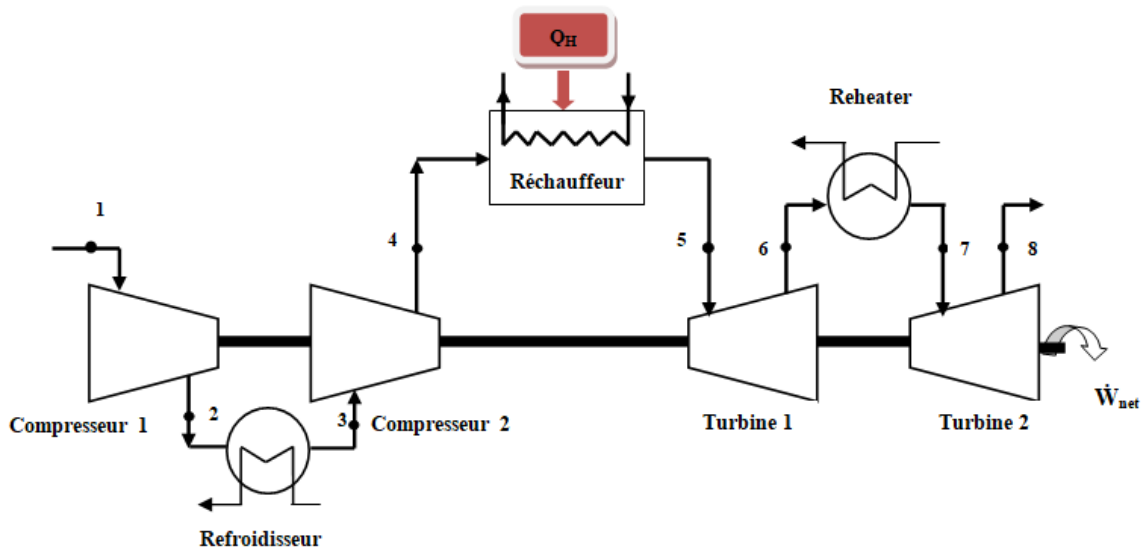


Figure II. 35. Le cycle de Joule à compressions et détente fractionnées.

II.2.1.6.5. Cycle avec récupération et à compressions et détente fractionnées

La combinaison entre les deux améliorations présente l'avantage de pouvoir obtenir des échanges de chaleur avec les sources chaudes et froides qui se rapprochent d'échanges à températures constantes (isotherme). On se rapproche donc d'un cycle de Carnot et le rendement augmente [76]. Dans le cas d'un cycle de Joule avec récupération et à compressions et détente fractionnées, les gaz chauds qui s'échappent du deuxième étage de détente sont admis à la température T_9 dans le récupérateur où ils libèrent de la chaleur utilisée pour préchauffer le gaz refoulé à haute pression par le deuxième étage de compression.

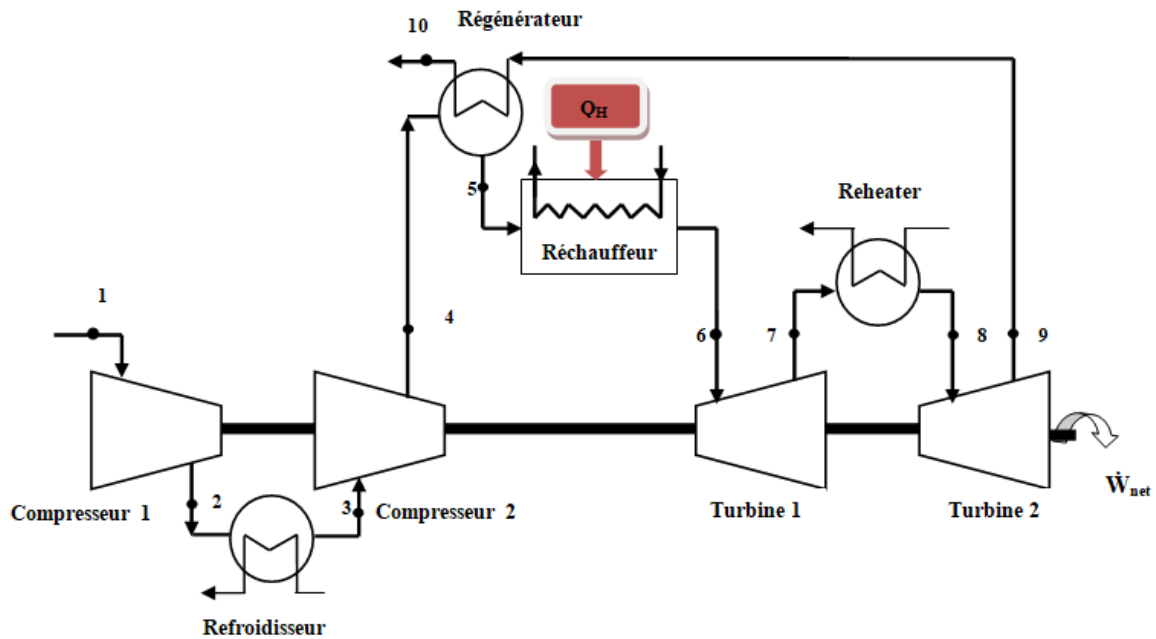


Figure II. 36. Le cycle de Joule avec récupération à compressions et détentes fractionnées.

II.2.2. Machine à cycle de Rankine organique

Le cycle de Rankine représente la forme la plus simple des cycles moteur à vapeur qui sont communément étudiés pour la récupération de chaleur et ce sont très probablement les plus anciens convertisseurs thermo-mécanique ayant existé [74]. Au cours d'un tel cycle, des changements de phase ont lieu dans une étape de vaporisation et dans une étape de condensation, ce cycle est souvent fermé mais il peut être ouvert. Dans sa forme conventionnelle (cycle de Rankine), le fluide de travail est l'eau qui est chauffé et vaporisé grâce à un apport de chaleur et est ensuite détendu pour produire de l'énergie mécanique, qui peut être transformée par la suite en électricité à travers un alternateur.

Selon l'objectif de la présente étude qui est consacré à la conversion à petite échelle qui permet de produire des faibles (micro) puissances suffisantes à partir des puits de chaleur de bas potentiel, ces puits ne peuvent pas convertir économiquement en micro-puissances par le cycle conventionnel de Rankine à cause de leur performance dégradé lorsque la température de la source de chaleur diminue. Cette dégradation de la performance traduit d'une part par le potentiel d'ébullition de l'eau lié à une température d'ébullition qui est relativement élevée et d'autre part par les potentiels de variations de pression et d'enthalpie dans la turbine (peut être abimés par la présence de gouttelettes d'eau en fin de détente). De surcroît l'utilisation de l'eau comme fluide moteur nécessite d'atteindre des températures supérieures à 400°C et des pressions de l'ordre de 40 bars pour obtenir un cycle économiquement rentable. Ainsi les coûts fixes sont élevés (deminéralisation de l'eau,..), ce qui rend économiquement non rentable les installations de puissance inférieure à 2MW [77].

Dans ce contexte, l'utilisation d'un fluide organique s'avère plus judicieuse que celle de l'eau notamment lorsque ce dernier s'évapore à moyenne et basse températures inférieures à 300°C. Ce qui procure aux installations énergétiques de petites puissances relativement de meilleures fiabilité et efficacité. Le choix de la production des faibles (micro) puissances (mécanique ou électrique) à partir d'un ORC se justifie par sa plus grande simplicité par rapport à un cycle de Rankine classique pour des températures faibles [78].

II.2.2.1. Principe de fonctionnement

Lorsque le fluide utilisé est un fluide organique on l'appelle cycle de Rankine organique ou ORC correspondant à organic Rankine Cycle. Il s'agit d'un cycle qui a le même principe que le cycle classique de Rankine mais avec un fluide organique. Son cycle élémentaire comporte un générateur de vapeur (évaporateur), une turbine, un condenseur et une pompe. Le fluide organique passe successivement dans les quatre modules (fig II.34). La pompe de circulation fait renvoyer le fluide vers l'évaporateur où il est vaporisé par la chaleur épuisée à partir de la source chaude. La vapeur arrive par la suite à la turbine, se détend en produisant du travail mécanique. Elle arrive à l'état de saturation au condenseur où elle subit la condensation totale et permettra au cycle de recommencer.

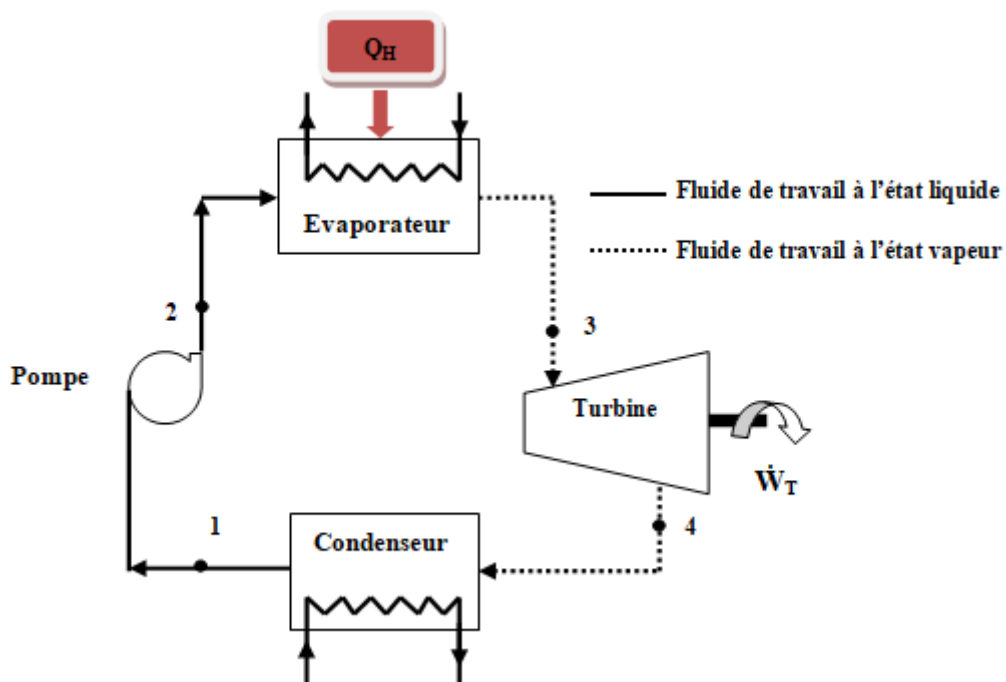


Figure II. 37. Schéma de principe des composants pour un cycle de Rankine organique.

II.2.2.2. Les fluides de travail utilisés

Produire une puissance mécanique (électrique) ou fournir une énergie quoi que ce soit leur type d'une manière efficace et durable nécessite un fluide actif (moteur) avec certaines caractéristiques définit le comportement thermodynamique du cycle. Principalement il existe plusieurs groupes de fluides

organiques (Fluides purs et mélanges (azéotrope, quasi-azéotrope et non-azéotrope) ; Hydrocarbures (HCs) ; Perfluorocarbures (PCFs) ; Chlorofluorocarbures (CFCs) ; Hydrofluorocarbures (HFCs) ; Hydrofluoroléfines (HFOs) ; Hydrofluorochlorocarbures (HCFCs) ; Siloxanes et Alcools ; fluides réfrigérants, fluides non réfrigérants [79]) qui sont souvent classifiés selon leurs pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme Température-entropie ($T-s$) en trois catégories. Les fluides séchant possèdent une pente positive, les fluides mouillants – négative alors que les fluides isentropiques se caractérisent par une courbe verticale de saturation de vapeur. Ces différentes caractères peuvent modifier le comportement du fluide durant sa détente et donc modifier le comportement thermodynamique du cycle. Du point de vue des performances énergétique, le choix idéal d'un fluide de travail pour le cycle de Rankine dont les propriétés thermodynamiques et physiques qui doit satisfaire les critères techniques, écologiques et économiques établis par [80].

II.2.2.2.1. Critère technique

- La température critique du fluide de travail doit être bien supérieure à la température la plus élevée du cycle (cas sous-critique). L'évaporation du fluide de travail peut se faire à la température maximale du cycle. Cela a pour résultat un rendement relatif important du système.
- La pression de saturation à la température maximale du cycle ne doit pas être excessive. La pression élevée amène de problèmes de contrainte mécanique.
- La pression de saturation à la température minimale (c.à.d. la pression de condensation) du cycle ne doit pas être trop faible pour éviter les problèmes d'étanchéité et la pénétration de l'air ambiant dans le système.
- Le point triple doit être bien inférieur à la température ambiante minimale qui est désirée. Cela assure que le fluide ne se solidifie pas à tous les points de fonctionnement du système incluant le temps de traitement à l'extérieur du cycle.
- Une faible valeur de chaleur spécifique du liquide ou, alternativement, un ratio faible de nombre d'atomes par molécule divisé par la masse moléculaire (c.à.d. amenant à $ds/dT \rightarrow 0$ pour la courbe de saturation de liquide) et un ratio important entre chaleur latente de vaporisation et la chaleur spécifique du liquide sont souhaités. Cela réduit la quantité de chaleur demandée pour augmenter la température du liquide sous-refroidi à la température d'évaporation. Par conséquent, la plupart de la chaleur est ajoutée à la température maximale du cycle, et le cycle approche plus celui de Carnot.
- Une viscosité faible, une chaleur latente importante de vaporisation, une conductivité thermique élevée et une bonne capacité de mouillage du fluide de travail sont préférées. Ces propriétés assurent que les chutes de pression en traversant les échangeurs et les tuyaux auxiliaires sont faibles et que le taux d'échange thermique dans des échangeurs est important.
- Un bon fluide de travail doit avoir des volumes spécifiques faibles. Ces propriétés affectent les taux de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur. Le volume spécifique de vapeur se

rapporte directement aux tailles et coût d'achat des composants du cycle. En plus, un volume spécifique important de vapeur conduit à des écoulements volumétriques importants à l'échappement du détendeur et a pour résultat des pertes significatives de pression. Le volume spécifique du liquide à la pression de condensation doit être aussi faible que possible pour minimiser la demande en travail de la pompe.

- La pente (ds/dT) de la courbe de saturation de vapeur du fluide de travail dans le diagramme T-s est préférée au voisinage de zéro. Cela prévient la production excessive de condensat ou de surchauffe pendant la détente. Cela assure aussi que le rejet de chaleur dans le condenseur se fait à la température minimale du cycle.

II.2.2.2.2. Critère écologique

- Non-corrosivité et compatibilité avec les matériaux communs du système sont des critères importants de sélection.
- Le fluide de travail doit être chimiquement stable à tous les niveaux de température utilisée dans le système. La résistance de décomposition thermique du fluide de travail en présence des lubrifiants et des matériaux du container est un critère important.
- Non-toxicité, ininflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité, et actuelle acceptabilité industrielle sont également des caractéristiques désirables.
- Le fluide doit avoir des bonnes propriétés de lubrification.

II.2.2.2.3. Critère économique

- Le coût faible et la disponibilité en quantité importante sont désirés.

II.2.2.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés

Le cycle de base d'un cycle de Rankine comprend deux isobares et deux adiabates et peut être décrit dans un diagramme entropique (T, s) ou (h, s) à l'aide de cinq étapes (Figure II.35) :

- 1-2 : compression adiabatique du liquide;
- 2-3 : chauffage isobare du liquide;
- 3-4 : détente adiabatique de la vapeur (accompagnée d'une condensation partielle);
- 4-1 : condensation totale de la vapeur à température et pression constantes.

Si le cycle n'est plus endoréversible mais que l'on tient compte des irréversibilités au niveau de la pompe et de la turbine, la démarche est similaire. Le point 1 est inchangé de même que le point 3, en revanche les points 2 et 4 ne sont plus situés sur les isentropes dans la mesure où les transformations adiabatiques ne sont plus réversibles. On a besoin d'une information supplémentaire pour placer les points 2 et 4 dans le diagramme [76]. Dans ce cas, on utilise les rendements isentropiques pour caractériser les irréversibilités des procédés de compression et de la détente.

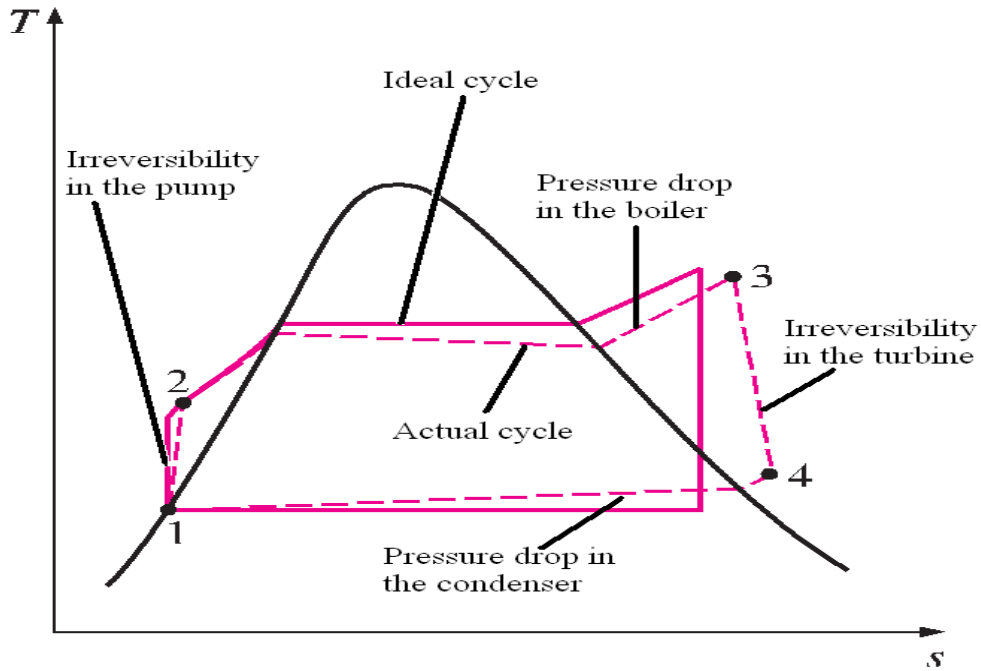


Figure II.38. Cycle théorique et réelle de cycle de Rankine Organique [70].

II.2.2.4. L'efficacité énergétique et exergetique d'un cycle de Rankine organique

II.2.2.4.1. L'efficacité énergétique

a- L'efficacité énergétique idéale (Carnot)

$$\eta_{\text{ORC},c} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} \quad (\text{II.58})$$

b- L'efficacité thermique pratique (réel)

$$\eta_{\text{I,ORC}} = \frac{W_{\text{utile}}}{Q_{sc}} = \frac{(\dot{W}_T - \dot{W}_C)}{Q_{sc}} \quad (\text{II.59})$$

II.2.2.4.2. L'efficacité exergetique

Plusieurs auteurs, dont Le [79], ont considéré le rendement au sens du deuxième principe (l'efficacité exergetique) comme le ratio entre le rendement réel du système et le rendement limite de Carnot comme exprimé par l'équation(II.60)

$$\eta_{\text{II,ORC}} = \frac{\eta_{\text{ORC}}}{\eta_{\text{Carnot}}} \quad (\text{II.60})$$

Lorsque la température de la source froide (T_{sf}) est déférente à celle de milieu environnant (T_0), nous obtenons :

$$\eta_{\text{II,ORC}} = \frac{|\dot{W}_{\text{utile}}|}{Q_{sc} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sc}}\right)} \quad (\text{II.61})$$

II.2.2.5. Paramètre de contrôle et les pistes d'amélioration pour un cycle de Rankine organique

II.2.2.5.1. Maximisation de la puissance produite (utile)

Le raisonnement de l'amélioration du rendement thermique d'un cycle de Rankine organique par la maximisation de l'effet utile est identique avec ce de cycle de Joule. Dans ce contexte Plusieurs auteurs [81-83] ont depuis longtemps focalisé leur travail sur l'optimisation de la puissance du cycle de Rankine en considérant le cycle endoréversible, qui est souvent utilisée pour étudier également la limitation de la performance du cycle réel [84].

II.2.2.5.2. Paramètres opératoires

L'idée de base derrière toutes les propositions pour augmenter l'efficacité thermique d'un cycle de puissance est identique: augmenter la température transférée au fluide de travail dans la chaudière (source chaude), ou diminue la température à laquelle la chaleur est rejetée par le fluide de travail dans le condenseur (puits froid).

Dans la littérature, de nombreuses études d'amélioration d'un ORC sont basées sur l'optimisation paramétrique. Li et al. [85] ont analysé l'effet sur la performance thermodynamique d'un ORC en variant la température d'évaporation et différence de température du point de pincement à la chaudière. He et al. [86] ont proposé un modèle analytique afin de trouver la température optimale d'évaporation en optimisant la puissance nette. Dans le même égard, LE [79] a déduit que le rendement thermique à la puissance maximale du cycle ne dépend que les températures à l'entrée de la source thermique et du puits froid, la puissance maximale du système dépend encore des dimensionnements des échangeurs de chaleur côté chaud et froid du cycle ORC.

Dans leurs ouvrage Yunus et al. [70] ont mis en évidence d'autres paramètres pour optimiser un cycle idéal de Rankine ; Augmentation de la pression de la chaudière ; Abaissement de la pression du condenseur et le surchauffage de la vapeur à des températures élevées.

Dans le même contexte d'optimisation, Khennich [87] a déduit que l'efficacité de cycle de Rankine organique ne dépend pas de débit massique de fluide de travail.

II.2.2.5.3. L'influence des efficacités de la détente et de la compression

La performance d'un système ORC est bien corrélée avec celle du détendeur [79]. Ce dernier est considéré comme un composant critique pour avoir un système ORC efficace et rentable [88].

La sélection de la technologie de machine de détente dépend des conditions opérationnelles et de la puissance du système [89].

II.2.2.5.4. La destruction d'exergie

Les pertes exergetiques déterminées sur la base d'une analyse exergetique qui est imposée comme une méthode utile pour la conception, l'évaluation, l'optimisation et l'amélioration des systèmes énergétiques [79]. Ces irréversibilités peuvent être utilisées comme critères dans l'optimisation technico-économique du système.

II.2.2.5.5. Caractéristiques du fluide moteur

La nature du fluide de travail sélectionné agit remarquablement sur le fonctionnement, la performance, la taille et la conception de la machine. Selon [90], le fluide organique est choisi selon un compromis prenant en compte les critères de stabilité, l'impact environnemental (ODP, GWP), la courbe de fluide déterminée par la forme de sa courbe de saturation du diagramme T-s. On distingue alors trois types de fluides : mouillés, secs et isentropiques. Les fluides secs ou isentropiques sont plus appropriés pour des systèmes ORC, parce qu'ils sont surchauffés avant leur expansion isentropique dans la turbine, éliminant ainsi tout risque d'érosion [87]. Ces fluides sont utilisés avec des pressions de fonctionnement modérées (qui dépendent de la conception de la machine) et sont sûrs. De plus, ils ont de bonnes performances thermodynamiques, un faible coût et sont disponibles.

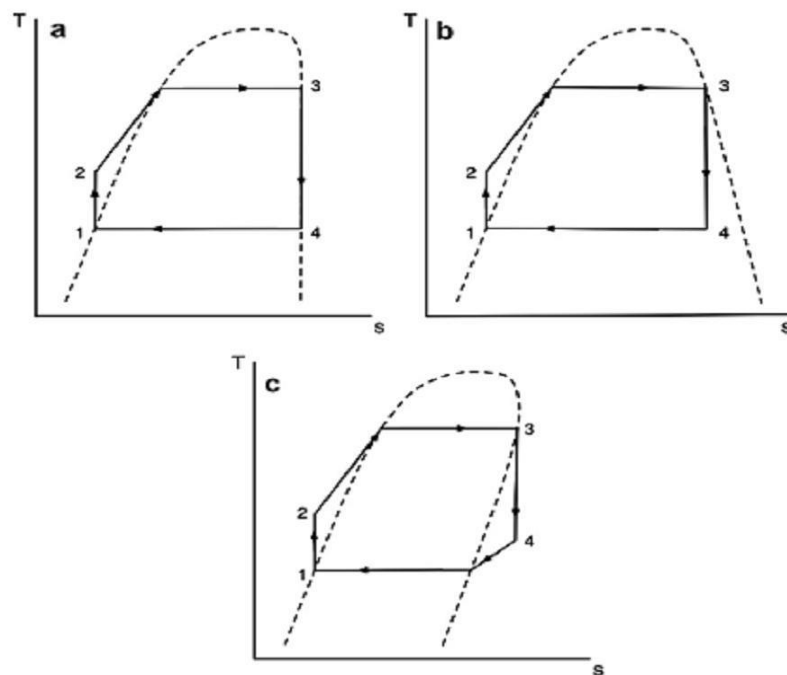


Figure II.39. diagramme température-entropie(T-s) pour (a) les fluides isentropiques,(b) les fluides mouillants et (c) fluides séchant [91]

Ils existent d'autres critères de sélection directement liés aux conditions opérationnelles et qu'il faudra prendre en considération. Il s'agit du niveau de température et du type de la source chaude et de la température critique de fluide de travail. Dans ce contexte, plusieurs études proposent de choisir le fluide de travail optimal à partir du niveau de température de la source de chaleur [92-96]. Dans le travail de Tchanche et al. [97], les fluides de travail ont été classés selon la température critique en trois groupes : les fluides de haute température ($T_c > 250^\circ\text{C}$), les fluides de moyenne température ($150^\circ\text{C} < T_c < 250^\circ\text{C}$) et les fluides de basse température ($T_c < 150^\circ\text{C}$).

Tableau II.1 : classification des fluides selon la température critique [97].

Basse température ($T_c < 150^\circ\text{C}$)			Moyenne température ($150^\circ\text{C} < T_c < 250^\circ\text{C}$)			Haute température ($T_c > 250^\circ\text{C}$)		
Fluide	$T_c(^{\circ}\text{C})$	$P_c(\text{bar})$	Fluide	$T_c(^{\circ}\text{C})$	$P_c(\text{bar})$	Fluide	$T_c(^{\circ}\text{C})$	$P_c(\text{bar})$
R32	78.1	57.82	N-butane	152.3	37.96	N-Heptane	267	27.36
Propane	96.7	42.51	R245fa	154	36.51	Cyclohexane	280.5	40.75
R134a	101.1	40.59	SES36	177.4	28.40	Benzène	288.9	49.06
R227ca	101.8	29.25	R123	183.7	36.62	MDM	291.1	14.15
R152a	113.3	45.17	R365mfc	186.9	32.66	N-Octane	296.2	24.97
NH₃	132.3	113.3	N-pentane	196.5	33.70	D4	313	13.32
I-butane	134.8	36.29	Hexane	234.6	30.34	Toluène	318.6	41.26
R236ea	139.3	35.02	Méthanol	240.2	81.04	MD2M	325.8	12.27
			Ethanol	240.8	61.48	D5	346.1	11.60
			MM	245.4	19.39	D6	372.7	9.61
						N-Butylbenzene	388	n/a
						Tribromomethane	422.9	n/a

Il y a lieu de préciser qu'il y a des fluides qui sont utilisés uniquement dans le cycle sous-critique et d'autres utilisés uniquement dans le cycle supercritique comme il y a d'autres pouvant être utilisés dans les deux types de cycle de Rankine Organique susmentionnés. Chen et al. avaient étudié 35 fluides dits candidats pour les cycles sous et supercritique dans le travail [95]. Ils affirment que le R141b, R123, R21, R245ca, R245fa, R236ea et le R142b peuvent être sélectionnés comme fluides sous-critique, le R32, R125 et R143a comme fluides supercritique, alors que le R134a, R290, R124, R227ea et le R218 peuvent être sélectionnés pour les deux cycles sous et supercritique.

He et al. [98], confirment que les fluides R123, R141b, R245fa, R113, R114, R601a et le n-pentane sont appropriés pour le COR sous-critique sous les conditions opérationnelles considérées. Une autre étude de Fernandez et al. [99] est dédiée au choix optimal des siloxanes (les polyméthylsiloxanes ou les huiles de silicone) pour les deux configurations de COR. Ils ont montré que les MM (Hexamethyldisiloxane, $\text{C}_6\text{H}_{18}\text{OSi}_2$) et les MDM (Octamethyltrisiloxane, $\text{C}_8\text{H}_{24}\text{O}_2\text{Si}_3$) présentent des meilleures performances parmi les siloxanes testés. Dans une autre étude Ivernizz et al. [100] recommandent l'utilisation de MM.

Plusieurs travaux similaires comme celles de Quoilin, et al. [101] sont consacrés à l'étude d'une toute nouvelle génération de fluide du travail pour le COR tels que le Solkatherm SES36 (mélange binaire azéotropique composé de 65% d'un hydrofluorocarbure R365mfc et de 35% d'un perfluoropolyéther), le n-hexane, le Novec 649, le Novec 774, le Novec 7000 ou le R1233zd qui sont considérés comme fluides potentiels en raison de leurs propriétés physico-chimiques et leur faible impact sur l'environnement.

II.2.2.5.6. L'architecture de cycle et choix des composants

L'amélioration de rendements peut être atteinte soit par la modification des architectures de cycle soit par l'utilisation des températures des sources chaudes de plus en plus élevées qui nécessite aussi des architectures ayant le potentiel de s'adapter avec ces niveaux de température.

II.2.2.6. Cycles de Rankine organique améliorés

II.2.2.6.1. Le cycle de Rankine organique sous-critique

Le cycle Rankine organique sous-critique (appelé simplement le cycle ORC ou standard) avec les différentes parties comme la pompe, l'échangeur de vapeur (boiler), la turbine et d'un condenseur est le plus utilisé à cause de sa simplicité. Ce dernier est le moins complexe et demande le moins de maintenance [79]. Selon la littérature, deux configurations sont souvent utilisés pour le cycle ORC sous-critique : Le cycle simple ou le cycle standard (figure II.34) et le cycle avec un récupérateur (figure II.39) (utilisé dans le cas où la vapeur du fluide sortie de la turbine est suffisamment chaude, qui permet d'améliorer la performance de COR).

Dans les deux cas, le fluide organique passe successivement dans les quatre modules composant le cycle. Une pompe de circulation porte le fluide à haute pression, mais qui reste inférieure à la pression critique. Le fluide est renvoyé par la suite vers l'échangeur de vapeur (bouilleur, B) où il est chauffé et vaporisé à son état sous-critique, par la chaleur du fluide qui constitue la source de chaleur du cycle. La vapeur arrive par la suite à la turbine, se détend à une pression sous critique en produisant du travail mécanique. En suite, elle arrive à l'état de saturation au condenseur où elle subit une condensation totale et permettra au cycle de recommencer.

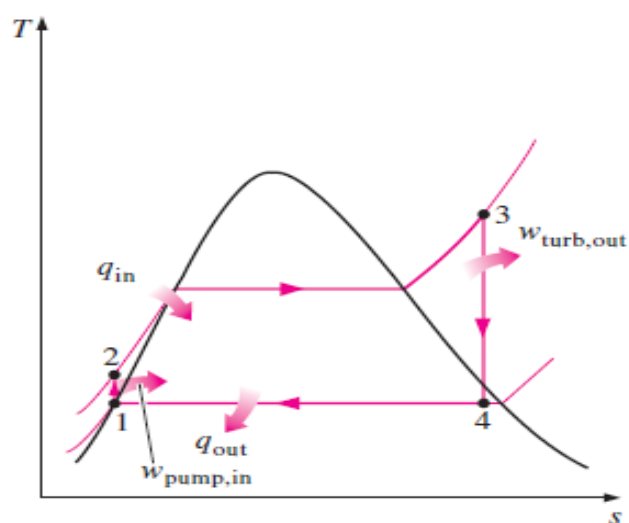


Figure II. 40. Diagrammes T - s pour un cycle ORC sous-critique [70].

II.2.2.6.2. Le cycle de Rankine organique supercritique

C'est le cycle le plus souvent utilisé dans le cas où la température critique du fluide de travail est très inférieure à celle de la source chaude. Néanmoins, selon les investigations de plusieurs auteurs les cycles ORC supercritiques sont d'un grand intérêt en raison de leur performance relativement élevée [102-132]. Cependant, cette configuration du cycle ORC présente également quelques défis à surmonter. Il s'agit en particulier des problèmes qui posent la pression opérationnelle importante demandée, le rapport important de la pression à travers la turbine, la prévision du transfert de chaleur à pression supercritique et les incertitudes des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique [79].

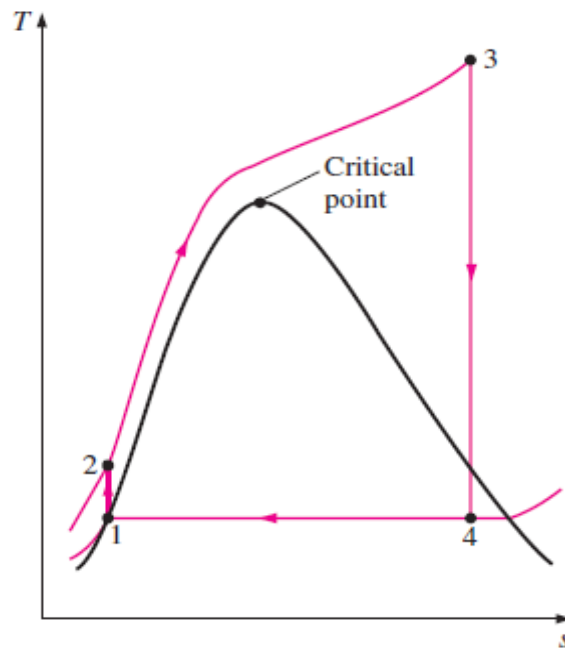


Figure II. 41. Diagrammes T - s pour un cycle ORC supercritique [70].

II.2.2.6.3. Le cycle ORC « régénératif » (ou avec sous-tirage)

Il s'agit d'une version améliorée de la configuration mentionnée précédemment (ORC standard) d'une manière en faisant un soutirage de la vapeur au niveau de la sortie de la turbine pour faire réchauffer le liquide avant son entrée dans l'échangeur de vapeur. L'intérêt de cette amélioration est présenté par plusieurs auteurs [133-135] qui ont affirmé la meilleure performance que celui sans régénération.

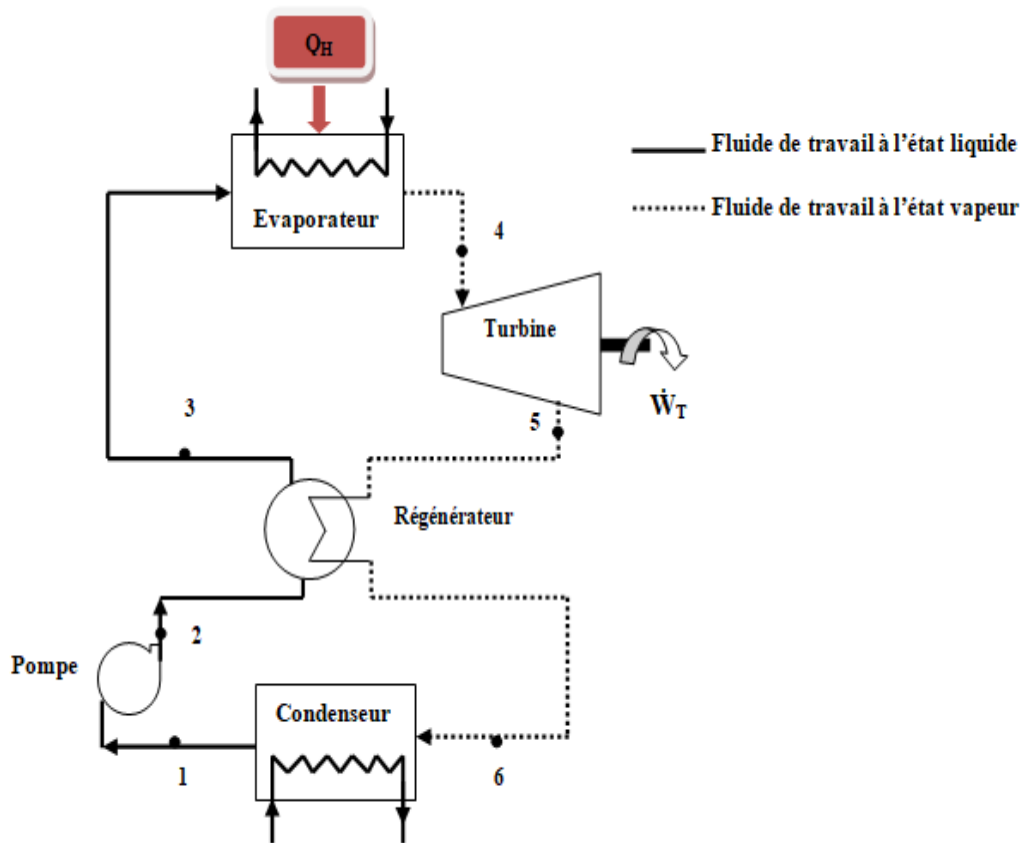


Figure II. 42. Le cycle de Rankine organique avec régénérateur.

II.2.2.6.4. Le cycle de Rankine organique multi-pression

D'autre configuration du cycle de Rankine organique, qui est considéré comme une version améliorée de la configuration mentionnée précédemment d'une manière où la génération d'électricité s'effectue à multi-pression deux, triple et quadruple-pression de transfert thermique à haute température. Dans le cas à double pression, la vapeur en sortie de deux générateurs de vapeur à basse et à haute pression est envoyée pour détente partielle dans une première turbine à haute pression. La vapeur sortante de la turbine à haute pression est mélangée avec la vapeur basse pression pour entrer dans la seconde turbine à basse pression dans laquelle la détente totale a lieu. Ceci présente l'avantage de pouvoir avoir une amélioration de la performance énergétique. Selon [136], les améliorations du rendement sont obtenues en appliquant plus d'un niveau de pression pour le transfert de chaleur à haute température du cycle de Rankine. Néanmoins, l'opération de plusieurs niveaux de pression de transfert de chaleur à haute température peut être compliquée le fonctionnement global du système [79].

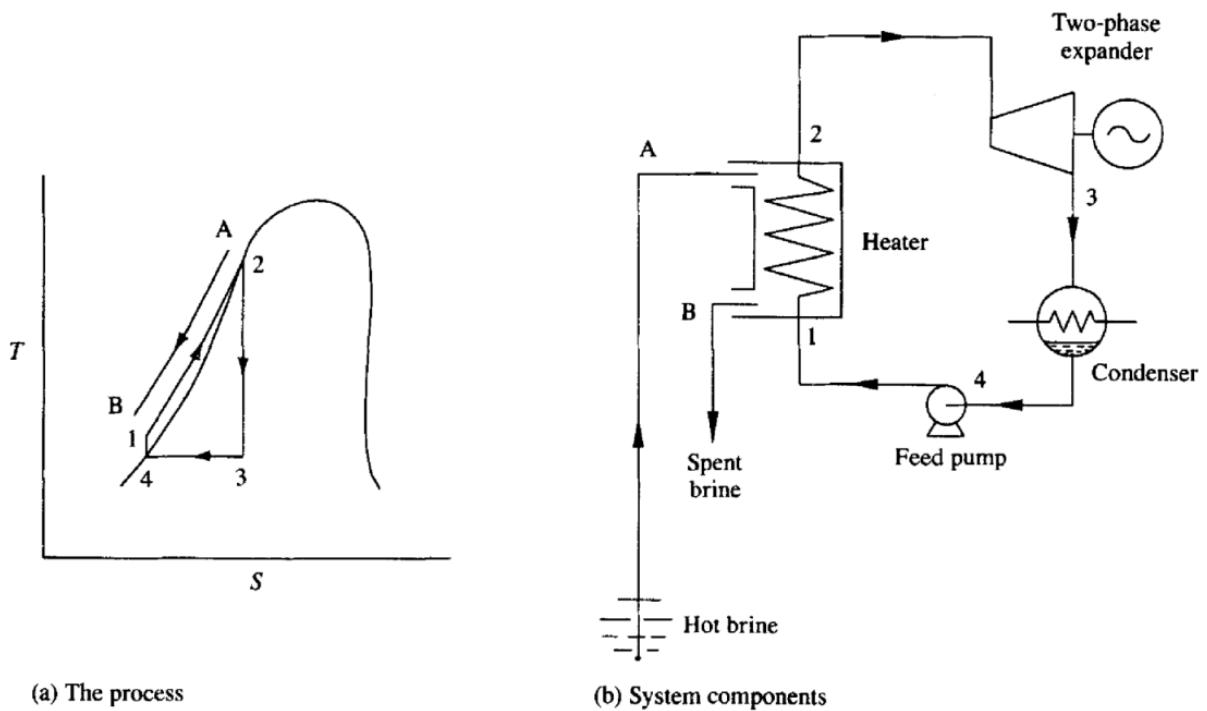


Figure II. 44. Le Diagramme T-s (a) et l'arrangement des composant (b) d'un cycle trilatéral-flash [137].

Conclusion

L'objectif de ce chapitre est de montrer le potentiel des procédés de la thermo-transformation à sorption dans la transition énergétique en raison de leur capacité à valoriser les différentes sources d'énergie (tels que les énergies renouvelables de type solaire et géothermique et les rejets industriels de chaleur) et à rendre cette chaleur utile pour plusieurs applications. Le chapitre a aussi pour objectif l'évaluation des performances de ces procédés et de leurs fluides de travail et enfin d'identifier à la fois les paramètres affectant la performance de ces cycles et les différentes pistes d'amélioration.

La méthodologie adaptée permet de définir les différentes contraintes opérationnelles du point de vue meilleures COP et gain en température compte tenu des différents travaux de recherche, des nouvelles paires réactifs et des nouvelles architectures potentielles.

En ce qui concerne le transformateur thermique à absorption, les différentes contraintes opérationnelles filtrées par les critères environnementaux et techniques permet de conclure qu'aucune paire de fluide de travail n'a été identifiée en tant que seule et unique option pour favoriser une amélioration des performances des cycles de la thermo-transformation à absorption. Cependant, certaines combinaisons multi-sels augmentent à la fois les performances et les propriétés thermo-physiques de la solution, mais peu de références montrent un intérêt spécifique à la solution du problème de corrosivité des métaux par la paire de fluides de travail [17]. On conclut donc la qualification du couple conventionnel LiBr/H₂O potentiellement performant pouvant augmenter d'environ 50 % la température de la chaleur résiduelle avec une élévation de température de ~ 50°C et

une possibilité d'atteindre des performances de l'ordre de 0.5 pour un cycle à simple effet, ce qui favorise son utilisation malgré toutes ses inconvénients (corrosif, viscosité importante, solubilité limitée, limite de température et risque de cristallisation).

Il en ressort aussi que l'amélioration de COP n'est pas directement liée à l'augmentation du nombre d'effets et d'étages d'absorption. L'effet de multiplicité des étages a tendance à rendre plus complexe les installations ce qui exige des fois l'utilisation d'appareillage spécial et donc un cout d'investissement élevé par rapport à la quantité d'énergie valorisée et les puissances obtenues en comparaison avec un système à simple effet.

En ce qui concerne le transformateur thermique à adsorption physique, l'adaptation de zéolite13X pour ces cycles grâce à ses propriétés convenables avec les critères thermodynamiques, techniques et écologiques assez intéressantes par rapport aux autres combinaisons. Les cycles modifiés sont également étudiés en considérant la contrainte de la discontinuité du cycle conventionnel. Dans ce cas la mise en œuvre d'une nouvelle architecture à deux lits d'adsorption tel que le cycle à quatre réservoirs ou d'un système de stockage permettra de limiter cette contrainte de fonctionnement.

Ce chapitre aborde aussi le principe de fonctionnement des machines à cycle de Joule et à cycle de Rankine Organique. Les pistes d'amélioration des cycles seront étudiées compte tenu d'un nombre important de travaux de recherche analysés pour identifier les verrous technologiques, techniques et phénoménologiques pour améliorer leurs performances. La mise en évidence de plusieurs configurations potentielles de cycles candidats au remplacement des cycles simples a été également abordée.

Références bibliographiques

- [1] ZEHIOUA Raouf, Etude de l'influence de la fonction d'excès de Gibbs sur la performance d'un transformateur de chaleur à absorption (A.H.T). Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2010.
- [2] LARKECHE Ouassila. Modélisation d'une machine frigorifique à absorption : Application des équilibres de phases. Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2012.
- [3] NOUBLI Halima. Développement d'un nouveau thermo-transformateur à absorption-démixtion-Optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail. Thèse pour l'obtention du grade de docteur en génie des procédés. Institut national polytechnique de Lorraine. Décembre 2010.
- [4] S. T. GREGG and K. W. SING, adsorption surface area and porosity, 2nd ED. Academic press, London, 1977.
- [5] Chems. Eddine Chitour, physico-chimie de surfaces, Vol 2, les interfaces gaz –solide et liquide-solide.
- [6] CHEKIROU Wassila, Etude Et Analyse D'une Machine Frigorifique Solaire À Adsorption. Thèse De Doctorat, Université Mentouri De Constantine, 2008.
- [7] K. Sumthy, K.H. Yeung, L. Yong, Technology development in the solar adsorption refrigeration systems, Progress in Energy and Combustion Science, 29(2003), pp. 301-327.
- [8] J. L. Cauchepin, Les Pompes à Chaleur à Absorption : recherches, développements, perspectives. PYC Edition (1983), Paris.
- [9] LAKROUNE Abdelghani, Nouveau Mélanges Frigorigènes pour les Pompes à Chaleur. Mémoire de magister, Université Mentouri de Constantine, 2008.
- [10] Nolwenn Le Pierrès, Procédé solaire de production de froid basse température (-28C) par sorption solide-gaz. Electric power. Université de Perpignan, 2005. French. <tel-00011253>
- [11] B. Spinner, D. Stitou et M. Sorin. Analyse des flux internes d'énergie dans les thermo-transformateurs à sorption.
- [12] Bittrich et D. Hebecker. Classification and evaluation of heat transformation process. Rev. Gén. Thermique, t38, n°6 (1999), pp. 467-474.
- [13] G. Alefeld et R. Radermacher. Heat conversion systems. CRC Press, Boca Raton (1994).
- [14] Xu Shiming, Liu Yanli, Zhang Lisong, Performance research of self regenerated absorption heat transformer cycle using TFE-NMP as working fluids. Int. J. of Refrig. 24 (2001), pp. 510-518.
- [15] ASHRAE, Fundamentals Handbook (SI), Thermodynamics and Refrigeration Cycles, 2001.
- [16] E. Keith Herold, Reinhard Radermacher, A. Sanford Klein, Absorption Chillers and Heat Pumps. (1996), CRC Press Inc. Boca Raton, New York, London, Tokyo.
- [17] Michel Wakim, Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Thermique [physics.class-ph]. PSL Research University (2017). Français. <NNT : 2017PSLEM037>. <tel-01778402>

- [18] R. A. Macriss, J. M. Gutraj et T. S. Zawacki, Absorption fluid data survey, NTIS (1988), Springfield
- [19] R. A. Macriss, et T. S. Zawacki, Absorption fluid data survey. 1989 update, NTIS (1989), Springfield.
- [20] Masaru Ishida, Jun Ji, Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer, Appl. Therm. Eng. 19 (1999), pp. 1191-1206.
- [21] E. Kurem et I. Horuz, A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorber heat transformers, Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol.28, n° 3(2001), pp. 427-438.
- [22] AMZIANE Mohamed Amziane, Etude Comparative Entre Les Systèmes De Climatisation Classiques Et Solaires Application A La Climatisation D'un Immeuble, Mémoire de magister. Université Abou Bekr Belkaid-Tlemcen, 2013.
- [23] Jean Castaing- Lasvignottes, Aspect Thermodynamiques et Techno-économiques des Systèmes à Absorption Liquide. <http://jc.castaing.free.fr/>
- [24] M. Kanoğlu et al., Efficiency Evaluation of Energy Systems, SpringerBriefs in Energy (2012), DOI 10.1007/978-1-4614-2242-6-1.
- [25] W.Rivera, A. Huicochea, H. Martínez, J. Siqueiros, D. Juárez, E. Cadenas, Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification. Energy 36(2011a), pp. 320–327.
- [26] A. Jernqvist, K. Abrahamsson, G. Aly. On the efficiencies of absorption heat transformers, J.Heat Recovery Systems and CHP, Vol 12, No 4 (1992), pp. 323-334.
- [27] S .Aphornratana. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector absorption refrigerator. Phd thesis, university of sheffield, uk, 1995.
- [28] R.M. Barragán, V.M. Arellano, C.L. Heard, R. Best, F.A. Holland, Experimental Performance of the System Water/Magnesium Chloride in a Heat Transformer. International Journal of Energy Research 21(1997), pp. 139–151.
- [29] K. Parham, M. Yari, U. Atikol, Alternative absorption heat transformer configurations integrated with water desalination system. Desalination 328(2013), pp. 74– 82.
- [30] P. Donnellan, Development of a triple stage heat transformer for the recycling of low temperature heat energy. PhD Thesis, University College Cork, 2014.
- [31] F. Meunier, Adsorption Heat Powered Heat Pumps, Appl. Therm. Eng, vol. 61(2013), pp. 830–836.
- [32] J. Deng, R.Z. Wang and G.J. Han, A Review of Thermally Activated Cooling Technologies for Combined Cooling, Heating and Power Systems, Prog. Energ. Combust, vol. 37(2011), pp. 172–203.
- [33] V. Palomba, M. Aprile, M. Motta and S. Vasta, Study of Sorption Systems for Application on Low-Emission Fishing Vessels, *Energy*, vol. 134(2017), pp. 554–565.

- [34] CHEKIROU Wassila, Etude Et Analyse D'une Machine Frigorifique Solaire À Adsorption. Thèse De Doctorat, Université Mentouri De Constantine, 2008.
- [35] MEBARKI Billel, Étude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation. Thèse De Doctorat, Université Mentouri De Constantine, 2013.
- [36] L. M. Sun et F. Meunier, Adsorption : Aspects théorique, Technique de l'ingénieur. J 2730 ; 1-16.
- [37] B. P. Bering, M. M. Dubinin and V. V. Serpinski, theory of volume filling for vapor adsorption, J. Col. Int. Sci., Vol. 21(1966), pp. 378-303.
- [38] Y. Teng, R. Z. Wang and J. Y. Wu, Study of the fundamentals of adsorption systems, Applied Thermal Engineering Vol. 17(4),(1997), pp. 327-338.
- [39] M. M. Dubinin and V. A. Astakhov, Description of adsorption equilibria of vapors on zeolithe over wide ranges of temperature and pressure, Adv. Chem. Ser. Vol. 102 (1971), pp 69-85.
- [40] A. Mimet , Étude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991.
- [41] Yong Zhong, Studies on equilibrium and dynamic characteristics of new adsorption pair. PhD Thesis, University of WARWICK, 2006.
- [42] M. M. Dubinin, H. F. Stoeckli, homogeneous and heterogeneous micropore structures in carbonaceous adsorbents. J. Colloid. Interface. Sci., 75 (1),(1980), pp. 34 - 42.
- [43] M. M. Dubinin et G. M. Plavnik, microporous structure of carbonaceous adsorbents, Carbon, 6(2), (1966) pp 183-192.
- [44] B. McEnaney, Estimation of the dimensions of microspores in activated carbons using the Dubinin-Radshkevich equation, Carbon, 25(1), (1987), pp. 69-75.
- [45] R.Z. Wang. Adsorption refrigeration, China Machine Press, 2002.
- [46] R.Z. Wang, Q.B. Wang. Adsorption mechanism and improvements of adsorption equation for Adsorption refrigeration pairs. International Journal of Energy Research, vol.23 (1999), pp. 887-898.
- [47] S. Ülkü, Adsorption heat pumps Journal of Heat Recovery Systems 6(1986), pp. 277-284.
- [48] S. Ülkü, Natural Zeolites in Energy Storage and Heat Pumps, Studies in Surface Science and Catalysis, 28(1986): New Developments in Zeolite Science and Technology, pp. 1047-1054.
- [49] S. Ülkü, Z. Kırak, M. Mobedi, Air Drying in Packed Bed Absorbers, Drying 86(1986), Hemisphere Pub. Corp. Washington, pp. 807-812.
- [50] M. Mobedi, Adsorpsiyonlu Isı Pompaları Üzerinde Teorik Ve Deneysel Bir Çalışma. Dokuz Eylül University, 1987.
- [51] N. Douss and F. Meunier. Effect of Operating Temperatures on the Coefficient of Performance of Active Carbon-Methanol Systems. Heat Recovery Systems & Chp 8, no. 5 (1988), pp. 383-392.
- [52] G. Cacciola and G. Restuccia. Reversible Adsorption Heat-Pump - a Thermodynamic Model. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid 18, no. 2 (1995), pp. 100-106.
- [53] J. Y. San, Analysis of the Performance of a Multi-Bed Adsorption Heat Pump Using a Solid-Side Resistance Model. Applied Thermal Engineering 26, no. 17-18 (2006), pp. 2219-2227.

- [54] Zeynep Elvan YILDIRIM, A Study on isotherm characteristics of adsorbent-adsorbate pairs used in adsorption heat pumps. Master Thesis, The Graduate School of Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology. 2011.
- [55] S. Ülkü , Solar Adsorption Heat Pumps. In: Yüncü H., Paykoc E., Yener Y. (eds) Solar Energy Utilization. NATO ASI Series (Series E: Applied Sciences), vol 129(1987). Springer, Dordrecht.
- [56] Şefika Çağla SAYILGAN. Determination of Characteristics of Adsorbent for Adsorption Heat Pumps. Master Thesis, The Graduate School of Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology.2013.
- [57] H. Demir, M. Mobedi, S. Ülkü, A review on adsorption heat pump: problems and solutions, *Renew. Sust. Energy Rev.* 12 (2008), pp. 2381-2403.
- [58] M .Li, H.B. Huang , R.Z. Wang, L.L. Wang, W.D. Cai , W.M. Yang . Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker. *Renew Energy*29, (2004), pp. 2235-44. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2004.04.006>.
- [59] El-Sharkawy II , B.B. Saha, S. Koyama, J. He, K.C. Ng , C. Yap . Experimental investigation on activated carbone ethanol pair for solar powered adsorption cooling applications. *Int J Refrig* 31,(2008) pp. 1407-13. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.03.012>.
- [60] P. Grenier, F. Meunier & M. Pons, Les différentes possibilités d'application du couple zéolithe 13X-H20 pour le froid solaire en fonction du type de captation de l'energy solaire. I.I.F.-I.I.R.-Commission E1-E2-Jerusalem (Israel) (1982), pp. 202-07, (1982/3).
- [61] I. Chandra , V.S. Patwardhan V. Theoretical studies on adsorption heat transformer using zeolite–water vapour pair. *Heat Recovery Syst CHP*;10(1990), pp. 527–37.
- [62] Y. K. Tan and D.S. Zhu, An experimental study and simulation on adsorption heat pump cycle process. *Proc. Symp. Solid Sorption Refrigeration* (1992), pp. 112-1 17.
- [63] S. Jeong, Y. P. Lee and C. S. Lee, Development of an adsorption heat pump using thermosyphons for internal heat exchange. *Proc. 2nd JSME-KSME The&al Engineering Coif.*, Vol. I(1992), pp. 93-98.
- [64] Abdou Touré. Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'nergie solaire ou pour micro-cogénération. PhD thesis, 2010.
- [65] Sébastien BONNET. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON. Thèse pour l'obtention de grade de docteur en énergétique. L'Université de Pau et des Pays de l'Adour. Novembre 2005.
- [66] M. Creyx et al. Energetic optimizatoin of the performances of hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle. *Energy*, Vol. 49(2013), pp. 229-239.
- [67] Mathilde BLAISE. Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur : Turbosol, Thèse de doctorat, Ecole Doctorale 409 EMMA, Université de Lorraine, 2016.

- [68] R. Bidard, J. Bonnin, *Energétique et Turbomachine*. Editions Eyrolles Paris 1979 (Chp1,Chp4).
- [69] Manuel Alejandro Fula Rojas. *Modélisation Thermique, Thermodynamique et Expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule*, thèse de doctorat de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour en co-tutelle avec l'Université Nationale de Colombie, Décembre 2015.
- [70] A. Yunus Çengel and A. Michael Boles. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5th edition
- [71] Th. Finkelstein, A.J. Organ, *Air engines*, Professional Engineering Publishing Ltd, London (2001).
- [72] S. Thiers, *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*, Thèse de Doctorat de l'Ecole des Mines de Paris, Nov. 2008.
- [73] François Veynandt. *Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel : modélisation de l'ensemble du procédé*. Thèse de Doctorat d'INP Toulouse, Décembre 2011.
- [74] Quentin Danel. *Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie*. Chimie-Physique [physics.chem-ph]. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2016. Français. <NNT : 2016CNAM1091>.
- [75] R. Gicquel. *Systèmes énergétiques, Tome 3. Cycles avancés, Systèmes innovants à faible impact environnemental*. Presse des Mines, 2009.
- [76] Francis Meunier. *Thermodynamique de l'ingénieur, Aide-mémoire, Energétique-changement climatique*. 2^{ème} Edition CLIM.
- [77] M. Bauduin, E. Georges. *Cycle de Rankine Organique*. Projet Peyresq (2010), Liege.
- [78] S. Quoilin, *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liege(2011): <http://hdl.handle.net/2268/96436>.
- [79] V. L. LE, *Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques*. Thèse de doctorat, École Doctorale 409 EMMA: Energie Mécanique et Matériaux, Université de Lorraine, (2014).
- [80] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, *Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine*, *Applied Energy*, vol. 21(1985), pp. 1-42.
- [81] C. Wu, *Power optimization of a finite-time Rankine heat engine*. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 10(2), (1989), pp. 134-138.
- [82] W.Y. Lee and S.S. Kim, *Finite time optimization of a Rankine heat engine*. *Energy Conversion and Management*,. 33(1), (1992) pp. 59-67.
- [83] A. Khaliq, *Finite-time heat-transfer analysis and generalized power-optimization of an endoreversible Rankine heat-engine*. *Applied Energy*, 2004. 79(1):((2004), pp. 27-40.
- [84] Van Long LE 1, Michel FEIDT, Abdelhamid KHEIRI, Stéphanie JUMEL. *Optimisation de la puissance du cycle organique de Rankine pour le cas supercritique en considérant le Cycle endoréversible*.

- [85] Y. Li, J. Wang, M. Du. In flu coupled pinch point temp differ evaporation. *Temp Perform Org Rank cycle* 2012;42 :(2012), pp. 503-9.
- [86] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, J. Xu. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*; 38:(52012), pp. 136-43.
- [87] M. Khennich , Optimisation de cycles de puissance visant à récupérer et à valoriser les rejets thermiques industriels, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke (Québec) Canada, département de génie mécanique, (2010) .
- [88] J. Bao and L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24(2013), pp. 325-342.
- [89] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22(2013), pp. 168-186.
- [90] E. e. Georges. Projet Peyresq(2010) : Liege.
- [91] K. Srinivasan, K. Mago and S.R. Krishnan, Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel lox temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35(6):(2010), pp.2387-2399.
- [92] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, and L. Tao, "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation," *Energy*, vol. 50(2013), pp. 343-352.
- [93] S. Santarossa, Turboden ORC for heat recovery in cement plants: proven solutions for your tomorrow, presented at the Global CemPower, London, 2013.
- [94] H. Chen, D. Y. Goswami and E. K. Stefanakos, A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14(2010), pp. 3059-3067.
- [95] N.A. Lai, M. Wendland and J. Fischer, Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. *Energy*. 36(1):(2011),p p. 199-211.
- [96] Z. Shengjun, W. Huaixin, and G. Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy*. 88(8): (2011), pp. 2740-2754.
- [97] B.F. Tchanche et al., Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 15(8): (2011), pp. 3963-3979.
- [98] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, et al., The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, *Energy*, vol. 38(2012), pp. 136-143.

- [99] F. J. Fernández, M. M. Prieto, and I. Suárez, Thermodynamic analysis of high temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids, *Energy*, vol. 36(2011), pp. 5239-5249.
- [100] C. Invernizzi, P. Iora, and P. Silva, Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering*. 27(1):(2007), p p. 100-110.
- [101] S. Quoilin et al., Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*. 31(14)(2011), pp. 2885-2893.
- [102] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles, *Energy*, vol. 35(2010), pp. 1033-1039.
- [103] H. Chen, The conversion of low-grade heat into power using supercritical Rankine cycles, Ph.D. Dissertation, Department of Chemical & Biomedical Engineering, University of South Florida, 2010.
- [104] H. Chen, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power, *Energy*, vol. 36(2011), pp. 549-555.
- [105] H. Chen and D. Y. Goswami, Optimizing energy conversion using organic Rankine cycles and supercritical Rankine cycles, presented at the 5th International Conference on Energy Sustainability, Washington DC, 2011.
- [106] X.R. Zhang and H. Yamaguchi, An experimental investigation on characteristics of supercritical CO₂-based solar Rankine system, *International Journal of Energy Research*, vol. 35(2011), pp. 1168-1178.
- [107] S. Jumel, V. L. Le, M. Feidt, and A. Kheiri, Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for low temperature waste heat recovery, presented at the ECEEE Industrial Summer Study, Arnhem, Netherlands, 2012.
- [108] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu, and Y. Li, Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery, *Energies*, vol. 5(2012), pp. 3233-3247.
- [109] R. Vidhi, S. Kuravi, D. Yogi Goswami, E. Stefanakos, and A. S. Sabau, "Organic Fluids in a Supercritical Rankine Cycle for Low Temperature Power Generation," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 135(2013), pp. 042002-042002.
- [110] C. Vetter, H.J. Wiemer, and D. Kuhn, Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency, *Applied Thermal Engineering*, vol. 51(March 2013), pp. 871-879.
- [111] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson, and P. Platell, A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26(2006), pp. 2142-2147.

- [112] E. Cayer, N. Galanis, M. Desilets, H. Nesreddine, and P. Roy, "Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source, *Applied Energy*, vol. 86(2009), pp. 1055-1063.
- [113] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, Comparative analysis of CO₂-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using low temperature geothermal source, *Science China Technological Sciences*, vol. 53(2010), pp. 1638-1646.
- [114] E. Cayer, N. Galanis, and H. Nesreddine, Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source, *Applied Energy*, vol. 87(2010), pp. 1349-1357.
- [115] Y. Chen, W. Pridasawas, and P. Lundqvist, "Dynamic simulation of a solar-driven carbon dioxide transcritical power system for small scale combined heat and power production," *Solar Energy*, vol. 84(2010), pp. 1103-1110.
- [116] G. Tao, Methodology of Regenerator Calculation for Use in Subcritical and Transcritical Organic Rankine Cycle for Low-Temperature Heat Recovery, (2010), pp. 3882-3885.
- [117] Z. Shengjun, W. Huaixin, and G. Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy*, vol. 88(2011), pp. 2740-2754.
- [118] F. Vélez, J. Segovia, F. Chejne, G. Antolín, A. Quijano, and M. Carmen Martín, Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle, *Energy*, vol. 36(2011), pp. 5497-5507.
- [119] H. Chen, D. Yogi Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion, *Applied Energy*, vol. 88(2011), pp. 2802-2808.
- [120] Y.J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, and S. J. Kim, Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source, *Applied Energy*, vol. 88(2011), pp. 892-898, 2011.
- [121] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source, *International Journal of Energy Research*, vol. 35(2011), pp. 530-544.
- [122] H. Tuo, Analysis of a Reheat Carbon Dioxide Transcritical Power Cycle Using a Low Temperature Heat Source, *ASME Conference Proceedings*, vol. (2011), pp. 219-225.
- [123] H. Tuo, Parametric analysis of a reheat carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature heat source, in *2nd International Conference on Environmental Engineering and Applications IPCBEE*, IACSIT Press, Singapore, (2011) , pp. 33-37.
- [124] A. Algieri and P. Morrone, Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district, *Applied Thermal Engineering*, vol. 36(April 2012), pp. 236-244.

- [125] F. Vélez, F. Chejne, G. Antolin, and A. Quijano, Theoretical analysis of a transcritical power cycle for power generation from waste energy at low temperature heat source, *Energy Conversion and Management*, (2012).
- [126] H. Tuo, Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source, *International Journal of Energy Research*, pp. n/a-n/a, 2012.
- [127] H. Tuo, Thermodynamic analysis of performance improvement by reheat on the CO₂ transcritical power cycle, in *AIP Conference Proceedings*, 2012.
- [128] Y.J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, Y. S. Lee and H. K. Yoon, Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation, *Energy*, vol. 47(2012), pp. 70-76.
- [129] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, and E. Zhou, Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink, *Applied Energy*, vol. 92(2012), pp. 194-203.
- [130] Y.J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, Y. S. Lee and H. K. Yoon, A comparative study of power optimization in low-temperature geothermal heat source driven R125 transcritical cycle and HFC organic Rankine cycles, *Renewable Energy*, vol. 54(2013), pp. 78-84.
- [131] G. Shu, L. Liu, H. Tian, H. Wei, and X. Xu, Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, vol. 74(2013), pp. 35-43.
- [132] Y. M. Kim, C. G. Kim, and D. Favrat, Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources, *Energy*, vol. 43, pp. 402-415, 2012.
- [133] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied Thermal Engineering*, vol. 28(2008), pp. 998-1007.
- [134] P. J. Mago, K. K. Srinivasan, L. M. Chamra, and C. Somayaji, An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles, *International Journal of Energy Research*, vol. 32(2008), pp. 926-938.
- [135] G. Pei, J. Li, and J. Ji, Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, vol. 30(2010), pp. 998-1004.
- [136] D. Walraven, B. Laenen, and W. D'haeseleer, Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources, *Energy Conversion and Management*, vol. 66(February 2013), pp. 220-233.
- [137] I. K. Smith, Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 207(August 1 1993), pp. 179-194.

CHAPITRE III

Les modèles thermodynamiques utilisés

Chapitre III. Les modèles thermodynamiques utilisés

Introduction

Les différents systèmes de production de micro puissance proposés sont composés de trois cycles thermodynamiques avec plusieurs dispositifs. D'après l'étude bibliographique réalisée dans le premier chapitre, un nombre important de modèles mathématiques existe pour les cycles en question. Nous allons donc nous inspirer de ces modèles existants pour proposer dans cette partie une bibliothèque de modèles pour les configurations énergétiques proposées.

III.1 Les modèles de cycle pour la thermo-transformation à absorption

En général, les machines thermiques à absorption de gaz permettent la production de froid et/ou de chaleur grâce à la faculté de certains liquides, à absorber et à désorber une vapeur et le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température. Ainsi, ces machines thermiques utilisent un mélange de travail pour faire fonctionner le cycle. Ce mélange binaire est constitué d'un composé léger (réfrigérant) et d'un composé lourd (absorbant). Pour les cycles à absorption, les mélanges binaires doivent posséder un certain nombre de caractéristiques communes avec l'application pour laquelle la machine est destinée, entre autre les mélanges doivent être adaptés et appropriés aux plages de température des sources chaude et froide. Dans ce contexte, dans la littérature on en retrouve les différentes méthodes de modélisation des cycles à absorption résumés en détail dans le travail d'Anies [1]. Nous proposons tout de même un tour d'horizon sur les différentes méthodes pour modéliser les cycles d'absorption plus particulièrement les cycles de la thermo-transformation qui sont résumés également en détail dans le premier chapitre.

D'après le même auteur [1], il existe deux types de modèles. Le premier est le modèle statique dans lequel l'estimation des performances en fonction de la température initialement prédéfinie dans un cahier des charges. Alors que le deuxième est dynamique et a pour l'objectif l'évolution temporelle du comportement de la machine en fonction de conditions variables.

Une autre classification s'impose d'après Anies [1], selon la nature du modèle utilisé. On trouve en effet des modèles que l'on dénommera phénoménologiques qui reposent sur l'établissement de lois de conservations classiques (masse, énergie) et d'autres qui résultent d'un traitement soit statistique ou mathématique des informations (parfois sur une base phénoménologique néanmoins) et que l'on appellera simplifiés.

III.1.1. Les modèles simplifiés [2]

Avec ce type de modèle, il est impossible de prendre en compte l'inertie des composants de la machine à absorption. Ce sont donc des modèles en régime permanent qui sont tout de même efficaces lorsqu'il s'agit d'estimer les performances de la machine à partir des températures. On distingue deux types de modèles simplifiés du cycle à absorption [2].

III.1.1.1. Type 1 (modèles statiques simplifiés)

Pour le premier type, l'utilisation de polynômes à plusieurs degrés permet d'estimer le coefficient de performance (COP) de la machine et sa puissance frigorifique en fonction des températures [2]. Citons ainsi le plus ancien modèle développé en 1979 par Blinn [3]. Durant sa thèse, son modèle a été testé sur une machine ARKLA WF-36. Afin d'améliorer son modèle, Blinn ajouta par la suite la prise en compte de deux nouvelles variables, la température d'eau glacée et le débit massique d'eau chaude. Les résultats fournis par ce modèle ont été comparés avec des résultats expérimentaux obtenus par [4,5]. Les résultats de comparaison montrent que le modèle développé par Blinn sous-estimait les effets de démarrage à froid et les phénomènes de marche arrêt. Un autre modèle développé par Koepfel [6] donne le COP à partir de polynômes de quatrième degré dépendants des températures et des débits de fluide caloporteur et de facteurs prenant en compte l'écart aux valeurs nominales de fonctionnement de la machine.

Sur la même base scientifique, Ziegler et Hellmann [7] ont développé un autre modèle simplifié pour décrire les performances et les caractéristiques de machines à absorption. Selon [1] ce modèle exprime à la fois la capacité et le COP des pompes à chaleur à absorption sous forme de fonctions algébriques des températures du fluide caloporteur dans les échangeurs. Il s'agit d'un modèle reposant quant même sur les lois de transfert de chaleur qui ont lieu au sein des différents échangeurs de la machine. Le même auteur [7] a réalisé une étude sur les différentes méthodes d'évaluation des performances des échangeurs, afin de vérifier leurs pertinences dans le domaine des machines à absorption. C'est ainsi qu'il a estimé que la température moyenne logarithmique pouvait être remplacée par la différence de température moyenne arithmétique, plus simple d'utilisation. Par conséquent, il lui a été possible de représenter le fonctionnement caractéristique des pompes à chaleur à absorption en seulement deux équations, une pour la production frigorifique et l'autre pour la chaleur consommée. Le COP est alors simplement le rapport entre les deux. Ce modèle ne nécessite que très peu de données et la carte complète de fonctionnement des machines peut être interpolée. Cette méthode a même été appliquée à un grand nombre de cycles plus complexes que le simple effet [7]. Les résultats obtenus avec le modèle ne s'écartent que légèrement des résultats obtenus avec une simulation numérique plus fine, si la plage de changement dans les conditions de fonctionnement n'est pas trop grande. Le modèle est donc bien adapté pour être mis en œuvre dans les logiciels de simulation comme TRNSYS pour la modélisation des machines à absorption avec une approche boîte noire [8].

Plusieurs variantes ont vu le jour comme celui de Kuhn et Ziegler [9] basé sur le modèle de Ziegler dont l'objectif est d'étendre le domaine de validité aux plages de températures plus élevées.

Un autre type de modèle qui cette fois-ci ne comporte plus rien en liaison avec les phénomènes de transferts ou les lois de conservation associés au fonctionnement des machines à absorption fait appel au domaine très foisonnant des Réseaux de Neurones Artificiels (RNA). Cette méthode purement

mathématique fonctionne par auto apprentissage et devient de plus en plus fiable avec le nombre de données qu'elle traite [10-12].

Rosiek et Batlles ont utilisé cette méthode afin de prédire et d'évaluer le comportement de l'installation de rafraîchissement solaire du bâtiment CIESOL [13]. L'objectif principal de ce travail était donc d'utiliser un réseau de neurones pour estimer les coefficients de performance et la capacité de refroidissement de la machine à absorption dans le but d'estimer l'efficacité globale de l'installation de refroidissement solaire. Son application a utilisé dans leur cas un ensemble de 1639 points de mesure, dont deux tiers ont servi à la formation de réseau de neurones et 1 tiers à sa validation. La machine ayant fait l'objet de ces travaux est une machine à absorption WFC SC 20 (simple effet, LiBr/H₂O) d'une capacité nominale de 70 kW [1].

La même méthode a été également proposée par Rivera and Romero [14] Sencan et al. [15] pour estimer les critères quantitatifs d'évaluation des performances (COP et le taux de circulation) des cycles de la thermo-transformation par des nouvelles formules en fonction de la température. Cette nouvelle méthodologie fournie est plus rapide, plus facile et plus simple à réaliser au lieu des équations complexes traditionnelles utilisées pour l'analyse des systèmes énergétiques. Également, l'utilisation des équations dérivées, qui peuvent être utilisées avec tout langage de programmation ou tableur pour l'estimation du débit et du COP d'un transformateur thermique.

Sozen et al. [16] prédisent la performance des transformateurs de chaleur à absorption à ejecteur en appliquant un modèle des Réseaux de Neurones artificiel (ANN) (ou bien en anglais Artificial Neural Network Approach). Le réseau a utilisé plusieurs méthodes telles que : SCG (Scaled Con- jugate Gradient), LM (Levenberg–Marquardt). Les avantages de l'ANN par rapport aux méthodes classiques étaient la rapidité, la simplicité et la capacité d'apprendre à partir d'exemples. L'effort d'ingénierie pourrait donc être réduit. Le modèle pourrait prévoir la performance du système, comme le coefficient de performance, l'exergie et le rapport de circulation . L'étude a montré que le modèle ANN pourrait être un bon choix pour déterminer la performance des systems de la thermo-transformation à absorption au lieu des modèles mathématiques.

Le même modèle a été étudié par Sozen et al. [17] pour déterminer les paramètres de performance en fonction de la température et les pertes d'exergie. Cette méthode (ANN) facilite la complexité d'analyse thermodynamique du système étudié par la détermination des pertes d'exergie de chaque composant de transformateur de chaleur injecteur – absorption.

Dans le même contexte, Hernandez et al. [18] ont effectué une étude théorique comparative entre un modèle des Réseaux de Neurones et un modèle thermodynamique pour le calcul en ligne du coefficient de la performance dans un transformateur de chaleur à absorption intégré au processus de purification de l'eau. Les deux modèles ont leurs propres avantages et inconvénients. La simplicité des

Réseaux de Neurones due à la simulation par des opérations arithmétiques simples est un avantage de cette méthode. Il est également très précis pour l'accord expérimental du COP et pour le calcul en ligne du COP. Cette méthode montre de meilleures corrélations à côté du modèle thermodynamique, cependant cette méthode utilisée dans le cas où il y a une petite gamme de conditions de fonctionnement. Tandis que le modèle thermodynamique, qui a été conçu pour des conditions stables, peut prédire avec précision les propriétés physiques et une large gamme de conditions particulières.

Hernandez et al. [19] ont suggéré l'application d'un modèle de réseau neural artificiel inverse (ANNi) afin de prévoir le COP d'un procédé de la purification de l'eau intégré à un cycle d'un transformateur de chaleur à absorption. Les auteurs ont conclu que l'ensemble de données de validation, les simulations et les tests de données expérimentales se sont avérés en bon accord. Ce modèle est considéré comme prévoyant les conditions optimales de fonctionnement, de sorte qu'en appliquant cette méthodologie, il est possible d'obtenir toute variable d'entrée inconnue qui est la clé pour avoir un COP idéal.

Colorado et al. [20] ont développé une méthodologie en utilisant la propagation d'erreur de la méthode de Monte Carlo à la performance d'un procédé de la purification de l'eau intégré à un cycle d'un transformateur de chaleur à absorption, prédit par l'approche d'ANN (Artificial Neural Network). La méthode de Monte Carlo offre une approche raisonnable de propagation d'erreur de COP, malgré de la complexité informatique. La précision de cette méthode est confirmée par la comparaison des résultats expérimentaux et simulés, et les résultats simulés ont également développé une nouvelle corrélation pour la propagation des erreurs de prédiction COP.

Selon [2], l'inconvénient de ce premier type de modèle est qu'il s'éloigne rapidement de la réalité pour la simulation des machines dont la plage de fonctionnement n'est pas couverte par les polynômes.

III.1.1.2. Type 2 (modèles thermodynamiques)

Cette limite est corrigée par les modèles thermodynamiques ou phénoménologiques. En effet, ces modèles se fondent sur une étude thermodynamique de l'installation. Ainsi, à partir des équations d'état et des lois de conservations classiques (masse, énergie), ils permettent d'estimer en régime stationnaire les performances de la machine à absorption, ainsi que les températures à la sortie de chacun de ses composants [21].

Dans cet égard, Kim et Infante Ferreira [22] ont proposé des modèles plus proches de la thermodynamique et des transferts de chaleur en se basant sur des phénomènes physiques et des équations qui les régissent, qui permettent de simuler les performances de plusieurs cycles à absorption commerciales (Refroidisseurs à absorption, pompes à chaleur à absorption et les transformateurs de chaleur à absorption). Le modèle a été développé par résolution des équations gouvernantes, les équations de Duhring, et les principes thermodynamiques pour les mélanges. Les

auteurs ont conclut que ce type des modèles avait l'avantage de décrire le comportement des cycles d'absorption en calculant le COP avec un nombre minimal de caractéristiques constantes.

Qin et al. [23] ont présenté une autre façon pour la détermination de la performance du système de la thermo-transformation à absorption, en établissant une relation générale entre le COP et la charge de chauffage en appliquant la loi de transfert de chaleur, compte tenu de l'effet de la résistance, des pertes thermiques et des irréversibilités internes. Les résultats permettraient d'optimiser un système de transformateur de chaleur à absorption réel.

Une autre étude a été présentée par Chen [24]. Elle a permis d'établir un modèle d'un cycle endoréversible avec un écoulement continu d'un transformateur de chaleur à absorption sur la base de la théorie de la thermodynamique des temps finis ou *finite-time thermodynamics* qui prend en considération les résistances thermiques existant dans le transfert de chaleur entre les surfaces des échangeurs et l'extérieur du réservoir de chaleur. Cette étude montre que la performance de cette machine est non seulement influencée par des paramètres classiques (GTL, le taux de circulation et l'effet des températures de fonctionnement), mais aussi par d'autres paramètres comme les résistances thermiques qui ont un grand potentiel pour l'amélioration de la performance et la conception optimale des transformateurs de chaleur à absorption.

Généralement, ce type de modèle est bien adapté pour des applications de type boîte noire où le nombre de paramètre à définir est restreint et où le modèle une fois implémenté dans l'environnement de simulation peut couvrir une large plage de fonctionnement de machines à absorption [2].

Si les modèles précédents (**modèles statiques simplifiés et les modèles thermodynamiques**) se révèlent très pratiques car rapides pour effectuer des études de pré-dimensionnement ou de diagnostic ou encore pour être implémentés dans des solveurs de type TRNSYS [8], certains d'entre eux par leur nature purement mathématique rendent aussi difficile leur extrapolation hors du domaine d'étude et bien moins encore la possibilité d'une étude de sensibilité paramétrique ou d'optimisation. Ils présentent par ailleurs un certain nombre d'inconvénients parmi lesquels la difficulté de rendre compte du caractère transitoire et dynamique associé au fonctionnement réel de ces machines (surtout dans le cas d'une alimentation énergétique par voie solaire) [1].

Devant un besoin grandissant de ce type d'outils de calcul, plusieurs études ont entraîné la recherche d'autres modèles afin de remédier aux problèmes cités auparavant. Dans cet égard, l'apparition des nouveaux modèles nommés dynamiques ont vu le jour depuis une dizaine d'années.

III.1.2. Les modèles dynamiques (raffinés)

Ces modèles sont issus des équations de transfert de chaleur, d'état, de masse et d'énergie. Ils permettent de simuler le caractère dynamique et transitoire de la machine [25-29]

Plusieurs travaux de recherche ont été réalisés sur la même base scientifique, mais pouvant se distinguer soit par les bibliothèques de propriétés utilisées, soit par les outils de résolution ou les méthodes numériques mis en oeuvre. Dans cet égard, Il convient de rappeler le travail de Butz et Stephan [30] qui est consacré à l'étude du comportement d'une machine à absorption pour les différents débits et températures à partir d'un modèle dynamique reposant sur l'écriture des équations différentielles relatives au bilan de matière et d'énergie des différents composants. D'autres travaux de Willers et al. [31] qui ont utilisé un solveur d'équation comme TRNSYS pour simuler le comportement transitoire d'une machine eau/ammoniac. Scott et al. [32] ont développé un modèle mathématique pour décrire le comportement hydrodynamique, ainsi que les caractéristiques du transfert de chaleur d'un nouveau thermo-transformateur à absorption multi-compartiments pour les différentes températures de la source chaude. Ils ont constaté que ce modèle est la pièce maitresse pour prévoir l'état d'équilibre, le comportement stationnaire, transitoire et dynamique de cette machine.

D'autres études menées par deux équipes rapportées dans [33,34]. Ces équipes ont développé un modèle mathématique avec le software EES (engineering equation solver), pour estimer et optimiser les performances d'un transformateur de chaleur à différentes configurations à double et triple absorption en fonction des paramètres classiques de fonctionnement tels que : les températures de fonctionnement, la concentration de solution riche et pauvre en réfrigérant, le taux de circulation et les efficacités de l'échangeur de chaleur (économiseur).

Parmi les différents types de modèle brièvement présentés ci-dessus, le modèle dynamique nécessite une connaissance précise de la géométrie de l'installation ainsi que les paramètres thermo physiques de chacun des composants. Même si ce type de modèle est plus pertinent pour saisir le fonctionnement dynamique d'un tel équipement, son intégration dans un modèle de type boîte noire n'est pas très adaptée à cause du nombre important de paramètres qu'il nécessite [2].

III.2. Les Modèles de cycle pour la thermo-transformation à adsorption

Le deuxième chapitre (section II 1.3.8) comporte une description des principes de fonctionnement et des évolutions du cycle d'adsorption plus particulièrement les cycles de transformateurs de chaleur à adsorption avec les différentes architectures à savoir : avec un (simple) et deux (continu) lits d'adsorption avec ou sans récupération de masse et /ou de chaleur. En effet, les modèles thermodynamiques des systèmes d'adsorption avec leurs descriptions mathématiques peuvent être largement trouvées dans la littérature. Cependant, les transformateurs de chaleurs à adsorption n'ont pas reçu beaucoup d'attention et avoir le même développement que les autres cycles d'adsorption (les pompes à chaleur et les systèmes de refroidissement par adsorption).

Pour le cycle réel d'adsorption, des isothermes précis, la chaleur isostérique d'adsorption et les caractéristiques cinétiques de l'adsorption et de la désorption sont les facteurs clés pour déterminer les performances du système [35]. Avec ces données clés, la modélisation numérique des évolutions du système d'adsorption réel peut être calculée avec une plus grande exactitude [36]. Cependant, la plupart des études sur les pompes à chaleur à adsorption ont été réalisées à l'aide de concepts d'état stable (cas en régime stationnaire), alors qu'un système d'adsorption réel peut difficilement atteindre l'état d'équilibre en raison du temps de cycle court (cas en régime dynamique) [37].

III.2.1. Le modèle stationnaire

Dans le cas du cycle de la thermo-transformation à adsorption, la littérature est peu prolifique. Certaines recherches sont axées sur la performance du système de la thermo-transformation à adsorption et sont généralement consacrées à l'évaluation des performances de ce dernier avec leurs différentes architectures en se basant sur la première loi de la thermodynamique. Il convient de rappeler celles de Restuccia et al. [38] Chandra et Patwardhan [39].

Dans cet égard, les modèles thermodynamique des cycles d'adsorption en générale sont présentées ici par souci de manque de références.

III.2.1.1. Le cycle d'adsorption simple

L'objectif principal du modèle est de prédire le coefficient de performance de cycle l'adsorption (COP_{AdHT}). Afin de prévoir le (COP_{AdHT}), les valeurs de transfert de chaleur pour chaque évolution doivent être calculées. Le transfert de chaleur requis sur le lit d'adsorbant pour chaque évolution peut être trouvé en utilisant la 1ère loi de la thermodynamique. Les expressions mathématiques peuvent être consultées dans [40-42].

III.2.1.2. Le cycle d'adsorption avec récupération de chaleur

Le modèle mathématique est construit pour le cycle de récupération de chaleur décrit en détails dans [40, 42]. Le coefficient de performance du cycle de récupération de chaleur est calculé similairement avec celle du cycle simple donné dans [40-42].

III.2.1.3. Le cycle d'adsorption avec récupération de masse

Le modèle d'un cycle d'adsorption avec récupération de masse ne nécessite aucune formulation mathématique spéciale au-delà des simples relations du cycle d'adsorption. Les détails sont rapportés par Qu et al. [43].

Dans ce contexte, plusieurs études des modèles thermodynamiques en régime stationnaire ont été suggérées dans la littérature, par souci de brièveté, seules quelques études pertinentes sont résumées chronologiquement dans cette partie. Il y a lieu de citer celle de Douss et al. [44], qui ont mis au point un modèle numérique des cycles de simples et avec récupération de chaleur et de masse pour analyser les performances d'une pompe à chaleur utilisant la zéolite NaX/eau comme une paire de travail. Ce modèle numérique a été soutenu par une étude expérimentale.

Une autre étude théorique a été menée par Zheng et al. en 1995 [45]. Ils ont analysé une pompe à chaleur à adsorption de l'ammoniac sur deux lits de charbon actif (cycle continu) et avec régénération de la chaleur. Les effets de plusieurs paramètres liés au temps de cycle et aux coefficients de transfert de chaleur sur les performances du cycle ont été étudiés. Selon les résultats obtenus, l'augmentation de la masse de la couche de lit d'adsorption (c'est-à-dire la capacité thermique) a conduit à une diminution du COP et de la capacité de refroidissement du cycle, tandis que l'augmentation de la masse du fluide caloporteur dans le lit d'adsorbant fait augmenter légèrement le COP, mais diminue considérablement la capacité de refroidissement.

Un autre modèle a été développé par Teng et al. [46] pour un cycle d'adsorption simple et un cycle de récupération de chaleur. Dans cette étude, les effets de la température maximale du lit, de la température d'évaporation et du rapport de capacité calorifique ont été analysés.

Wang et al. [47] a développé un modèle analytique pour un cycle de refroidissement par adsorption à deux lits (cycle continu) avec un couple gel de silice - eau. Les effets de la récupération de chaleur et de masse et des températures de fonctionnement sur les performances du système ont été étudiés.

Un cycle continu de refroidissement par adsorption avec récupération de chaleur et de masse alimenté par l'énergie solaire a été modélisé par Luo et al. en 2010 [48]. Les valeurs du COP ont été prédites à l'aide de bilans énergétiques avec une plage de température maximale du lit allant de 55 à 90 ° C.

Ces modèles permettant d'accéder à la quantité d'adsorbat adsorbée en fonction de la pression pour une température donnée existent en régime stationnaire. En revanche, ils ne permettent pas de décrire le comportement dynamique, notamment entre deux états d'équilibre. Il faut donc adjoindre un modèle dynamique [49].

III.2.2. Le modèle dynamique

La conception et la modélisation des processus d'adsorption nécessitent des solutions numériques d'un ensemble d'équations aux dérivées partielles impliquant des variables temporelles et spatiales [37]. Les

bases théoriques des modèles mathématiques développés pour représenter le comportement dynamique (cinétique) de sorption peuvent être trouvées dans de nombreuses références [50-58].

Dans ce contexte, plusieurs modèles peuvent être utilisés, notamment le **modèle de diffusion**, **modèle de diffusion simplifié LDF** (Linear Driving Force) comportant une équation différentielle d'ordre 1 par rapport au temps, ou un modèle quasi-statique dit **modèle d'équilibre**. Ce modèle comporte trois équations fortement couplées : deux équations de conservation de l'énergie (une pour le fluide et une pour l'adsorbant ou les variables d'état sont homogénéisées par l'intermédiaire de la porosité connue) et une équation de conservation de la masse d'eau dans le lit d'adsorbant [49]. Par ailleurs, plus d'informations peuvent être retrouvées dans les références fournies pour chaque modèle.

Quelques travaux de recherche ont été réalisés pour traiter le cas du modèle de diffusion. Il y a lieu de citer le travail de Yong [59], Inaba, [60] et Madrau [61].

La détermination des modes de transfert dominants, de leur coefficient de diffusion et des paramètres intervenant dans ces équations est difficile du fait de la géométrie complexe de l'adsorbant [49].

Dans ce contexte, plusieurs études ont suscité la recherche d'autres solutions afin de remédier aux problèmes cités auparavant. Gleuckauf et Coates ont proposé un modèle de diffusion simplifié appelé le modèle LDF (Linear Driving Force). Ce modèle est utilisé pour décrire la cinétique d'adsorption dans les grains d'adsorbant [49].

Le même auteur [49] a montré que ce type de modèles LDF sous-estime les quantités de matières transférées aux temps courts et donnent des résultats acceptables aux temps suffisamment longs. Malgré ces imprécisions, les modèles LDF donnent généralement des résultats satisfaisants pour les simulations des procédés d'adsorption.

Sicar et al. [52] et Ilis et al. [62] ont comparé ce type des modèles (LDF) avec ceux de diffusion et assurent leur validité. Bien que son emploi doit être remis en cause pour les simulations des procédés d'adsorption très rapides [63], ce modèle reste largement utilisé par les différents auteurs, il convient de rappeler Passos [64], Zhang[65,66], Dai[67], Leong [68], Liu[69], Wang [70], Aristov[71]et Wu [72].

Un autre modèle a été proposé pour l'utilisation dans le cas où la vitesse de diffusion de la matière dans les pores est suffisamment grande pour qu'à chaque instant t , la quantité de matière en phase adsorbée soit celle donnée par l'isotherme [73] sous le nom d'un modèle d'équilibre.

Le même auteur a prédit que ce modèle (modèle d'équilibre) semble suffisant pour décrire la cinétique d'adsorption dans le cas de la modélisation du processus d'adsorption lié aux faibles sources d'énergie comme celle de l'énergie solaire [73].

Ce modèle a été largement utilisé pour étudier les systèmes d'adsorption pour les différentes applications. Il y a lieu de citer les travaux de recherche de Douss et al. [44], Chang et Hill [74], Adell et al.[75,76], Lemmini et al. [77], Marmottant et al. [78], Bentayeb et al. [79,80], Sun et al [81], Ben Amar et al [82], Mhimid et al. [83], Leite et Daguene [84], Caulibaly et al. [85], Vasiliev et al. [86],

Poyelle et al. [87], Bakkas et al. [88], Anyanwu et al. [89], Zhang et Wang [90], Li et al. [91], Yong [92], Maggio et al.[93] et Kwapinski et al. [94].

Une étude comparative entre les trois modèles précédents a été réalisée par Chahbani et Labidi [95]. L'analyse des résultats montre que le modèle d'équilibre est utile quand la résistance de transfert de masse définie dans le modèle de diffusion peut être négligée.

III.3. Les modèles des cycles de conversion

Bien que les modèles thermodynamiques jouent un rôle majeur dans l'évaluation et la simulation de cycles de puissance, peu de travaux semble avoir été consacré à la précision et au temps du calcul et à la plage de fonctionnement. Parce qu'il a été difficile de trouver de telles études pour les cycles de puissance, nous avons élargi la portée de notre étude documentaire pour y inclure l'étude des différents modèles thermodynamiques adaptés à ces processus. Cependant, il est important de préciser que les études réalisées ont été focalisées sur l'analyse des performances des cycles de puissance à travers les différents modèles mathématiques.

III.3.1. Le moteur d'Ericsson

Le moteur Ericsson a été conçu par John Ericsson pour fonctionner suivant le cycle thermodynamique qui porte son nom. Ce cycle est composé de deux adiabatiques et deux isothermes. Toutefois ce cycle exige à la compression comme à la détente une température constante. Cette condition représente un défi technologique encore de nos jours. Par contre le moteur peut être abordé avec une technologie plus simple et moins onéreuse s'il fonctionne en cycle de Joule-Brayton. Ce cycle remplace la compression et la détente isothermes par des transformations adiabatiques réversibles [96]. La littérature propose quelques modèles thermodynamiques pour analyser le moteur d'Ericsson à cycle de Joule qui sont résumés en détail dans [96]. Il existe très peu de travaux récents sur le moteur Ericsson à cycle de Joule à apport de chaleur externe, hormis ceux menés au La TEP. Suite au manque d'informations sur de ce moteur, le modèle du convertisseur sera relativement sommaire.

Dans ce contexte, les travaux de Sébastien Bonnet [97] et Muriel Alaphilippe [98] ont permis de préparer le terrain pour la construction du premier prototype du cylindre de détente Ericsson.

S. Bonnet s'était proposé dans sa thèse, en plus de l'étude d'un petit moteur Stirling, le dimensionnement initial d'un moteur Ericsson pour une application de micro-cogénération. Ce dernier, qui devait fonctionner en cycle de Joule, devait être capable de produire 11 kW couplé à un brûleur de gaz naturel. Dans ce travail l'auteur rappelle d'abord les principaux résultats de l'analyse thermodynamique classique du cycle de Joule à récupération suivi par une analyse de sensibilité qui a été réalisée sur les échangeurs pour les différentes efficacités et débits de fonctionnement.

Par une approche de modélisation dynamique F. Lontsi [99], s'est inspiré de l'analyse adiabatique du moteur Stirling, de la loi des soupapes des moteurs à combustion interne et de la relation de Saint-

Venant pour réaliser le modèle d'un moteur d'Ericsson. Dans une seconde approche, F. Lontsi intègre les pertes de charge dans les échangeurs et considère les transferts thermiques dans le cylindre de compression compte tenu de l'hypothèse d'une détente adiabatique.

Sur le sujet de l'analyse adiabatique, le modèle à compression adiabatique avec apport thermique imposé ou avec contrainte de température maximale a été étudié pour modéliser le cycle de Joule. Dans ce modèle la compression de gaz se fait à compression adiabatique [100].

Les mêmes auteurs ont suggéré d'étudier le même modèle avec récupération d'énergie. Ils ont conclu que les modèles avec contrainte de température maximale et avec récupérateur sont les modèles les plus utiles.

Une autre étude a été présentée par Touré et al [101]. Son travail s'est donc divisé entre une partie théorique et une partie expérimentale. La partie théorique permis d'effectuer un modèle thermodynamique en considérant que les échanges thermiques étaient nuls pour les deux cylindres et a donc adopté l'hypothèse d'une compression et une détente isentropiques. Tandis que la deuxième partie dédiée au cylindre de détente, où la mesure de la température instantanée dans le cylindre n'a pas été possible à cause de la fragilité des thermocouples construits.

D'autres travaux de recherche ont été consacrés à l'évaluation de la performance du cycle de Brayton par le biais d'un modèle mathématique élaboré (bilan énergétique) sur la base de la première loi de la thermodynamique. Dans ce contexte, il serait de citer le travail réalisé par Frost et al.[102]

L'étude des machines thermiques plus particulièrement les cycles de Joule à l'aide de la thermodynamique réversible classique permet de modéliser des cycles thermodynamiques parfaits. Cependant les contraintes économiques et écologiques, ainsi que les soucis d'obtenir des résultats s'approchant le plus possibles des résultats théoriques préalablement obtenus, ont poussé les chercheurs à développer des nouveaux outils qui permettraient d'obtenir des modélisations non plus des machines thermiques parfaites, mais des machines thermiques réelles [103]. Dans ce contexte, Bejan [104, 105] montre à l'aide de son « triangle de Bejan » que l'obtention des modèles qui se rapprochent le plus possible de la réalité nécessite de coupler la thermodynamique à des domaines comme le transfert de chaleur ou la mécanique des fluides. Ceci mettra en lumière des causes d'irréversibilités, responsables des pertes diverses que l'on peut observer sur les cycles thermodynamiques réels. Le premier couplage fait apparaître de la thermodynamique à vitesse finis dans laquelle les irréversibilités étudiées sont dues aux chutes de pression dans le cycle. Plusieurs études axées sur ce domaine. Il y a lieu de citer celles de Angulo-Brown [106], Yan [107]; Cheng and Chen[108], Cheng and Chen[109] et Sahin et al.[110]. Ces chercheurs ont étudié la performance écologique des moteurs thermiques endoreverssible et irréverssibles en considérant la contrainte à vitesse finis. Cependant l'analyse de la performance du cycle de Brayton utilisant la technique d'optimisation écologique en temps fini ne ne semble pas avoir été publié.

Le second couplage fait apparaître de la thermodynamique à temps finis dans laquelle les irréversibilités étudiées sont dues aux irréversibilités externes, qui avaient comme préoccupation l'optimisation de cycles thermodynamiques. Dans cet égard, Cheng and Chen [111] ont mis en place cette méthode pour optimiser un cycle de Brayton (Joule) endoréversible avec récupération d'énergie en se basant sur les taux de capacité thermique finis des réservoirs thermiques.

Les mêmes auteurs [111-113] ont étudié la performance d'un modèle irréversible avec récupération d'énergie (régénérative) pour un cycle de Brayton, dans lequel toutes les sources d'irréversibilités associées au processus du transfert de chaleur à temps finis ont été prises en compte.

Herrera et al. [114] ont utilisé la taille de l'échangeur de chaleur et la chute de pression admissible comme contraintes de conception pour un cycle irréversible régénératif de Brayton. Dans le modèle, la thermodynamique en temps fini et l'optimisation ont été utilisées pour déterminer la puissance maximale et la production d'entropie minimale, ainsi que la puissance globale nette maximale.

III.3.2. Le cycle de Rankine organique

La littérature propose diverses méthodes concernant la modélisation des cycles de Rankine organique. Celles-ci sont basées sur des modèles stables (stationnaires) ou instables (dynamiques). Ces modèles sont rapportés dans le travail de Ziviani et al. [115]. Ce dernier a présenté une analyse approfondie des outils de modélisation employés dans la conception des systèmes ORC. Il y a aussi le travail de Linke et al. [116] qui a examiné les approches développées par les chercheurs pour la sélection systématique des fluides de travail et la conception, intégration et contrôle des cycles ORC.

III.3.2.1. Modèle stationnaire

La modélisation en régime stationnaire permet de bien comprendre le fonctionnement et les caractéristiques du système. Ces caractéristiques sont les entrées du modèle, qui sont les variables sur lesquelles on peut réellement agir, les sorties du système qui sont les variables intéressantes (ex : puissance délivrée par l'expansor) et enfin, les paramètres intrinsèques à la modélisation du système [117].

Plusieurs études axées sur les performances des fluides organiques dans les cycles de Rankine organiques utilisent ce modèle. Il convient de rappeler le travail de Mago et al. [118] qui a évalué la performance de quatre fluides secs pour un cycle conventionnel (basique) de Rankine organique et un cycle avec récupération d'énergie sur la base de la première et deuxième loi de la thermodynamique.

Une autre étude menée par Rayegan and Tao [119] est consacrée à proposer une procédure pour comparer les fluides de travail d'un cycle de Rankine organique. Ils les ont analysés en termes d'efficacité thermique, de puissance nette générée, de taux d'expansion de la vapeur et d'efficacité exergetique.

D'autres études ont été menées pour montrer l'adaptation et la qualification des mélanges zéotropique pour les cycles de Rankine organiques sur la base de l'analyse en régime stationnaire [120].

III.3.2.2. Le modèle dynamique

Les modèles dynamiques caractérisent le comportement du système dans des conditions transitoires. Ce type d'analyse est extrêmement important pour les applications dans lesquelles le cycle d'utilisation de la source de chaleur présente des variations de comportement telles que les véhicules ou les applications solaires. Le comportement dynamique des systèmes ORC dépend du fluide de travail considéré. En particulier, les propriétés de transfert de chaleur du fluide organique jouent un rôle crucial dans la définition de la dynamique du système. En fait, les propriétés de transfert de chaleur du fluide de travail affectent la conception des échangeurs de chaleur, qui sont les composants avec la constante de temps la plus élevée dans un système ORC [120].

Quoilin et al. [121] ont proposé un modèle dynamique pour étudier le comportement ORC à petite échelle pour les applications de récupération de chaleur résiduelle. Un accent particulier a été mis sur le comportement transitoire des échangeurs de chaleur pour concevoir un système de contrôle approprié.

Certains travaux ont suggéré une analyse de type « boîte noire », dans laquelle le système ORC est étudié au niveau du processus. Il convient de rappeler le travail de Maizza et Maizza [122] qui a considéré des valeurs fixes pour l'efficacité des composants. Un autre travail de Sciubba et al. [123] qui a utilisé une analyse de la boîte noire pour simuler un cycle de Rankine organique à double boucle pour des applications marines. Cela implique que les paramètres thermodynamiques sélectionnés pourraient affecter négativement la conception de les composants [120]. Dans ce contexte, certaines études ont entraîné la proposition d'autres méthodes dans lesquelles la sélection des paramètres thermodynamiques est liée à des contraintes découlant de limitations pratiques dans la conception des composants [124,125]. En outre, certains travaux ont considéré des modèles d'optimisation thermo-économique [126,127].

Dans le même contexte, certains auteurs [128-131] se sont donc éloignés des modèles simplifiés pour réaliser des études détaillées basées sur une description précise du fonctionnement de chaque composant afin de déterminer pour chaque fluide les conditions optimales de fonctionnement en termes de pression de changement d'état par rapport à des critères d'optimisation (ratio de la puissance récupérée à la turbine sur la surface d'échange par exemple). Tous les fluides sont alors comparés dans leurs conditions optimales de fonctionnement. Ce type de modèles, bien que très précis pour comparer les fluides, nécessite une connaissance détaillée des échangeurs de chaleurs, qui restent les composants les plus délicats à modéliser. Or le choix du fluide peut intervenir dans la conception de ces derniers en

termes de géométrie et de technologie employée. Par ailleurs, les résultats de ce type d'étude sont fortement dépendant des critères de performance choisis [132]. À cet égard, certains efforts se tournent donc vers l'analyse multicritère [133,134]. Cette analyse est généralement recommandée pour la comparaison des fluides.

Conclusion

Le but de cette thèse n'étant pas de proposer des modèles pour notre système énergétique de production de micro puissance (< 15 kW), nous avons puisé dans la littérature pour établir la plupart de ces modèles tout en les adaptant lorsque cela semblait nécessaire.

Ensuite, dans la mesure où notre travail comporte une part importante liée à la modélisation, un état de l'art des modèles disponibles a été effectué, en distinguant ceux qui permettent d'évaluer les performances pour un état donné du système (approche statique) de ceux qui rendent compte des phases dynamiques liées au fonctionnement de la machine face à des conditions variables.

Enfin, et dans la mesure où il s'agit de connaître et prédire le comportement d'un système énergétique de production de micro puissance dans son ensemble. La modélisation en régime stationnaire (approche statique) correspondant à nos attentes en termes de fiabilité car elle permet de bien comprendre le fonctionnement et les caractéristiques du système.

Références bibliographiques

- [1] G. Anies. Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [2] M. Stanislas N. B. BROU. Modélisation et commande d'un système de cogénération utilisant des énergies renouvelables pour le bâtiment. Thèse de doctorat. Université Paris-Saclay, préparée à l'Université d'Evry Val-d'Essonne, 2015.
- [3] J.C. Blinn. Simulation of solar absorption air conditioning. PhD thesis, University of Wisconsin, Madison, 1979.
- [4] J.M. Froemming, B.D. Wood, J.M. Guertin, Dynamic test results of an absorption chiller for residential solar applications, ASHRAE Transactions, 85 (1979), pp. 777-786.
- [5] Pedro Juan Martínez, José Manuel Pinazo, A method for obtaining performance correlations of absorption machines, International Journal of Thermal Sciences 42 (2003), pp. 379-384.
- [6] E.A. Koeppel, The modelling, Performance and optimal control of commercial absorption chillers, Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison, WI, 1994.
- [7] F. Ziegler, H.M. Hellmann, C. Schweigler, An approximative method for modeling the operating characteristics of advanced absorption chillers, 20th International Congress of Refrigeration(1999), IIR/IIF, Sydney.
- [8] TRNSYS, the Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, TRNSYS website: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>,
- [9] A. Kühn, F. Ziegler, Operational results of a 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation, In: Proc. First Int. Conference Solar Air Conditioning(2005), Bad-Staffelstein.
- [10] S.A. Kalogirou, Applications of artificial neural networks in energy systems - A review, Energy Convers Manage, 40:(1999), pp. 1073-87.
- [11] S.A. Kalogirou, Applications of artificial neural networks for energy systems, Appl Energy, 67(2000), pp. 17-35.
- [12] S.A.Kalogirou, Artificial neural networks in renewable energy systems applications - A review, Renew Sustain Energy Rev, 5: (2000)pp. 373-401.
- [13] S. Rosiek, F.J. Batlles, Modelling a solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building using an artificial neural network, Renewable Energy 35 (2010), pp. 2894-2901.
- [14] W. Rivera, R.J. Romero, Evaluation of a heat transformer powered by a solar pond. Solar Energy Mater Solar Cells, 63(2000), pp. 413- 422.
- [15] A. Sencan, "O. Kizilkan, N. C., Bezir, and S. A. Kalogirou, Different methods for modeling absorption heat transformer powered by solar pond," Energy Conversion and Management, vol. 48, no. 3(2007), pp. 724–735.
- [16] A. Sözen, E. Arcaklioğlu, M. Özalp, S. Yücesu, Performance parameters of an ejector-absorption heat transformer. Appl Energy;80 (2005), pp. 273–89.

- [17] A. Sözen, E. Arcaklioğlu, Exergy analysis of an ejector– absorption heat transformer using artificial neural network approach”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27(2007), pp. 481–491.
- [18] J.A. Hernández, R.J. Romero, D. Juárez, R.F. Escobar, J. Siqueiros. A neural network approach and thermodynamic model of waste energy recovery in a heat transformer in a water purification process. *Desalination*; 243(2009), pp. 273–85.
- [19] J.A. Hernández, A. Bassam, J. Siqueiros, D. Juárez-Romero, Optimum operating conditions for a water purification process integrated to a heat transformer with energy recycling using neural network inverse. *Renew Energy* 34(2009), pp. 1084–91.
- [20] D. Colorado, J.A. Hernández, Y. El Hamzaoui Y, A. Bassam, J. Siqueiros, J. Andaverde, Error propagation on COP prediction by artificial neural network in a water purification system integrated to an absorption heat transformer. *Renew Energy*;36(2011), pp. 1315–22.
- [21] J. C. Lasvignottes. Aspects thermodynamiques et technico économique des systèmes à absorption liquide. Rapport technique (2001), Institut Français Du Froid Industriel.
- [22] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles, *international journal of refrigeration* 31 (2008), pp. 1012-1020.
- [23] X. Qin, L. Chen, F. Sun F, Performance of real absorption heat-transformer with a generalized heat transfer law. *Appl Therm Eng*;28(7)(2008), pp. 767–76.
- [24] J. Chen, Optimal choice of the performance parameters of an absorption heat transformer. *Heat Recovery Systems & CHP* Vol. 15, No. 3(1995), pp. 249-256.
- [25] P. Kohlenbach. Solar cooling with absorption chillers : Control strategies and transient chiller performance. Master’s thesis, Université de Berlin, 2006.
- [26] P. Kohlenbach & F. Ziegler. A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I : The model. *International Journal of Refrigeration*, vol. 31(2008), pp. 217–226.
- [27] P. Kohlenbach & F. Ziegler, A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part II : Numerical results and experimental verification. *International Journal of Refrigeration*, vol. 31(2008), pp. 226–233.
- [28] G. Evola, N. Le Pierrès, F. Boudehenn & P. Papillon, Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage LiBr/water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, vol. 36(2013), pp. 1015–1028.
- [29] S. Jayasekara & S.K. Halgamuge. Mathematical modeling and experimental verification of an absorption chiller including three dimensional temperature and concentration distributions. *Applied Energy*, vol. 106(2013), pp. 232–242.
- [30] D. Butz and K. Stephan, Dynamic behavior of an absorption heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Volume 12, Issue 4 (July 1989), pp 204-212.
- [31] E. Willers, P. Neveu, M. Groll, C. Kulick, F. Meunier, C. Mostofizadeh, M. Wierse, Dynamic modelling of a liquid absorption system, , ISHPC, Munich, Germany(1999), pp. 181-185.

- [32] M. Scott, A.Jernqvista, J.Olssona, G. Aly, Experimental and theoretical study of an open multi compartment absorption heat transformer for different steam temperatures Part II: Process modelling and simulation. *Applied Thermal Engineering*, Vol 19. No 4(1999),pp.409-430.
- [33] M. Khamooshi, K. Parham, M. Yari, F. Egelioglu, H. Salati, Hana Salati et Saeed Babadi. Thermodynamic Analysis and Optimization of a High Temperature Triple Absorption Heat Transformer. Hindawi Publishing Corporation The Scientific World Journal, (2014).
- [34] L. Wang, H. Lia, X. Bua, H. Wanga, W. Maa. Performance Study of a Double Absorption Heat Transformer. *J. Energy Procedia* 105(2017), pp.1473 – 1482.
- [35] C.H. Liaw, J.S.P. Wang, R.H. Greenkorn and K.C. Chao, Kinetics of fixed bed adsorption: a new solution. *AIChE Journal*, vol.25(1979), pp. 376.
- [36] M.A.Buzanowski, R.T. Yang, Extended linear driving force approximation for intraparticle diffusion rate including short time. *Chemical Engineering Science*, vol.44(11),(1989), pp.2683-2689.
- [37] Yong Zhong. Studies on equilibrium and dynamic characteristics of new adsorption pair. PhD Thesis, University of WARWICK, 2006.
- [38] G. Restuccia. G. Cacciola and R. Quagliata. Identification of zeolites for heat transformer, chemical heat pump and cooling systems. *International Journal Of Energy Research*, Vol. 12(1988), pp. 101-111 .
- [39] I. Chandra, V.S. Patwardhan, Theoretical studies on adsorption heat transformer using zeolite–water vapour pair. *Heat Recovery Syst CHP*;10(1990), pp. 527–37.
- [40] D. K.Baker and B. Kaftanoğlu, Limits to the Thermodynamic Performance of a Thermal Wave Adsorption Cooling Cycle, *Proceedings of International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT) (2007)*, pp. 6, Sun City, South Africa.
- [41] D. K.Baker and B. Kaftanoğlu, Güneş Enerjisi Ile Çalışan Adsorplanma Soğutma Sisteminden Maksimum Teorik Başarım Sağlanması, *Proceedings of VI. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu (UTES) (2006)*, Isparta, Turkey.
- [42] D. K.Baker and B. Kaftanoğlu, Trends in COP for Adsorption Cooling Cycles with Thermal Regeneration and Finite Number of Beds, *Proceedings of Energy Sustainability (2008)*, Jacksonville, Florida, USA, 2008.
- [43] T. F. Qu, R. Z.Wang and W. Wang, Study on Heat and Mass Recovery in Adsorption Refrigeration Cycles, *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 4(2001), pp. 439-452.
- [44] N. Douss, F.E. Meunier and L.M. Sun, Predictive Model and Experimental Results for a Two-Adsorber Solid Adsorption Heat Pump, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 27, no. 2,(1988).
- [45] W. Zheng, W.M. Worek and G. Nowakowski, Effect of Design and Operating Parameters on the Performance of Two-Bed Sorption Heat Pump Systems, *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 117, no. 1(1995), pp. 67-74.

- [46] Y. Teng, R.Z. Wang and J.Y. Wu, Study of the Fundamentals of Adsorption Systems, Applied Thermal Engineering, vol. 17(1997), pp. 327-338.
- [47] D.C. Wang, Z.Z. Xia, J.Y. Wu, R.Z. Wang, H. Zhai and W.D. Dou, Study of a Novel Silica Gel-Water Adsorption Chiller. Part I. Design and Performance Prediction," International Journal of Refrigeration, vol. 28, no. 7(2005), pp. 1073-1083.
- [48] H. Luo, R.Z. Wang and Y.J. Dai, Optimum Matching of Heat Source Temperature to a Solar Adsorption Air-Conditioning System for Maximum Solar Cooling Coefficient of Performance, International Journal of Green Energy, vol. 7, no. 1(2010), pp. 91 - 102.
- [49] Marie Duquesne, Résolution et réduction d'un modèle non-linéaire de stockage d'énergie par adsorption sur des zéolithes. Autre [cond-mat.other]. Université Sciences et Technologies - Bordeaux I, (2013). Français. NNT : 2013BOR14750. tel-00821894.
- [50] B. Dawoud, Yu.I. Aristov, Experimental study on the kinetics of water vapour sorption on selective water sorbents, silica-gels and alumina under typical operation conditions of sorption heat pumps. Int.J.Heat & Mass Transfer.vol.46(2),(2003), pp.273-281.
- [51] J.Kaerger, D.M.Ruthven, Diffusion in zeolites and other microporous solids, J. Wiley,N.Y.,(1992).
- [52] S. Sircar, J.R. Hufton, Why does the Linear Driving Force Models for Adsorption Kinetics Work?, Adsorption, vol.6(2000), pp.137-147.
- [53] J.Crank. Mathematics of Diffusion, Oxford University Press, London, 1956.
- [54] D.M. Ruthven. Principles of Adsorption and Adsorption Processes. Wiley, New York, 1984.
- [55] R.M. Rynders, M.B. Rao and S. Sircar. Isotope Exchange Technique for Measurement of Gas Adsorption Equilibria and Kinetics. AIChE J, vol.43(1997), pp.2456-2470.
- [56] R.J. Mohr, D. Vorkapic, M.B. Rao and S. Sircar. Pure and Binary Gas Adsorption Equilibria and Kinetics of Methane and Nitrogen on 4A Zeolite by Isotope Exchange Technique. Adsorption, vol.5(1999), pp. 145-158.
- [57] Y.I. Aristov, M.M.Tokarev, A. Freni, G. Restuccia. Comparative Study of Water Adsorption on Microporous Silica and SWS-1L: Equilibrium and Kinetics International Sorption Heat Pump Conference, June 22-24, (2005), Denver, USA.
- [58] V.E. Sharonov, J.V. Veselovskaya, Yu. I. Aristov, Y. Zhong, R.E. Critoph. New composite adsorbent of ammonia "BaCl₂ in vermiculate" for adsorptive cooling, CHP(2006), Proc. HPC06, Newcastle, 2006.
- [59] L. Yong, K. Sumathy, Review of mathematical investigation on the closed adsorption heat pump and cooling systems, Renewable and Sustainable energy reviews, 6(2002), 305-337.
- [60] H. Inaba, J.K. Seo, A. Horibe, Numerical study on adsorption enhancement of rectangular adsorption bed, Heat Mass transfer, 41(2004), pp. 133-146.
- [61] S. Madrau, Caractérisation des adsorbants pour purification de l'hydrogène par adsorption modulée en pression, These de Doctorat, INPL Nancy, 1999.

- [62] G. G. Ilis, M. Mobedi, S. Ulku, A parametric study on isobaric adsorption process in a closed adsorbent bed, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(5),(2010), pp. 540-547.
- [63] L.M. Sun, F. Meunier, *Adsorption : Aspects théoriques, Techniques de l'Ingénieur*, J2730, 2003.
- [64] E. Passos, F. Meunier, J.C. Gianola, Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon, *Heat Recov. Sys.*, 6(3),(1986), pp. 259-264.
- [65] L.Z. Zhang, L. Wang, Momentum and heat transfer in the adsorbent of a waste-heat adsorption cooling system, *Energy*, 24(7), (1999), pp. 605-624.
- [66] L.Z. Zhang, A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system, *Solar Energy*, 69(1),(2000), pp. 27-35.
- [67] Y.J. Dai, K. Sumathy, Heat and mass transfer in the adsorbent of a solar adsorption cooling system with glass tube insulation, *Energy*, 28(2003),pp. 1511-1527.
- [68] K.C. Leong, Y. Liu, Numerical modeling of combined heat and mass transfer in the adsorbent bed of a zeolite/water cooling system, *Applied thermal engineering*, 24(2004), pp.1359-2374.
- [69] Y. Liu, K.C. Leong, The effect of operating conditions on the performance of the zeolite/water adsorption cooling systems, *Applied Thermal Engineering*, 25(2005), pp. 1403-1418.
- [70] W. Wang, R. Wang, Investigation of non equilibrium adsorption character in solid adsorption refrigerating cycle, *Heat and Mass Transfer*, 41(2005), pp. 680-684.
- [71] Y.I. Aristov, Optimal adsorbent for adsorptive heat transformers : Dynamic considerations, *International Journal of Refrigeration*, 32 (4),(2009), pp. 675- 686.
- [72] W.D. Wu, H. Zhang, D.W. Sun, Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13X–water adsorption refrigeration module, *Applied Thermal Engineering*, 29(4),(2009), pp. 645-651.
- [73] W. Chekirou, Étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Thèse de Doctorat en Energetique, Université Mentouri, 2008.
- [74] Y.N.I Chang, F.B. Hill, Equilibrium theory for PSA process, *Chem. Eng. Sci.*, 36(1981), pp. 243-251.
- [75] A. Adell, Distribution des températures dans un capteur solaire à adsorption solide destiné à la réfrigération : Résultats expérimentaux en climat équatorial, *Rev. Gén. de thermique*, 266, (1984).
- [76] A. Adell, S. Gromb, Etude par simulation de la stabilité des performances d'une machine frigorifique solaire à adsorption solide, *Int Journal of Refrigeration*, 9(1986), 310-314.
- [77] F. Lemmini, J. Buret-Bahraoui, M. Pons, F. Meunier, Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption : 1. Comparaison des performances pour deux types de charbon actif, *Rev. Int. Froid*. 15(3),(1992), 159-167.
- [78] B. Marmottant, A. Mhimid, S. El Gollu, P. Grenier, Installation de réfrigérateur solaire à adsorption : expérimentation et modélisation, *Rev. Gen. Therm*, 362(1992), pp. 97-104.

- [79] F. Bentayeb, F. Lemmini, J.J. Guilleminot, Simulation numérique d'une machine frigorifique solaire à adsorption dans deux climats marocains différents, Rabat et Marrakech, *Rev. Gen. Ther.*, 386(1994), pp.106-117.
- [80] F. Bentayeb, F. Lemmini, J.J. Guilleminot, Adaptation of an adsorptive solar refrigerator to Moroccan climates, *Renewable Energy*. 6(7), (1995), pp. 867- 882.
- [81] L.M. Sun, N. Ben Amar, F. Meunier, Numerical study on coupled heat and mass transfers in an absorber with external fluid heating, *Heat Recovery Systems and CHP*, 15(1), (1995), pp. 19-29.
- [82] N. Ben Amar, L.M. Sun, F. Meunier, Numerical analysis of adsorptive temperature wave regenerative heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 16(5), (1996), pp. 405-418.
- [83] A. Mhimid, A. Jemni, S. Ben Nasrallah, Étude théorique des transferts couplés de chaleur et de masse lors de la désorption du couple zéolithe 13X-eau, *Revue Générale de Thermique*, 36(9),(1997), pp. 697-706.
- [84] A. P. F. Leite, M. Daguene, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, *Energy Conversion and Management*, 41 (15),(2000), pp. 1625-1647.
- [85] Y. Caulibaly, P.M. Teguh, Miny, R. Boussehain, M. Feidt, Comportement thermique d'un réfrigérateur à sorption solide, *Rev. Gen. Gen. Ther.*, 37(1998), pp. 818-826.
- [86] L.L. Vasiliev, D.A. Mishkinis, A.A. Antukh, L.L.Jr. Vasiliev, A solar and electrical solid sorption refrigerator , *Int. J. Therm. Sci.*, 38(1999), pp. 220-227.
- [87] F. Poyelle, J.J. Guilleminot, F. Meunier, Experimental tests and predictive model of an adsorptive air conditioning unit, *Ind. Eng. Chem. Res.* , 38(1999), pp. 298-309.
- [88] M. Bakkas, M. Mada, M. Tahri, Modélisation et simulation du transfert de chaleur et de masse à l'intérieur d'un réacteur de charbon actif réagissant avec de l'ammoniac couplé à un caloduc annulaire à eau, *Rev. Energ. Ren., Journées de thermique* (2001), pp. 19-24.
- [89] E. Anyanwu, U.U. Oteh, N.N. Ogucke, Simulation of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon / methanol adsorbant / refrigerant, *Energy conv., manag.*, 42(2001), pp. 899-915.
- [90] X.J. Zhang, R.Z. Wang, A new combined adsorption-ejection refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy, *Applied thermal engineering*, 22(2002), pp. 1245-1258.
- [91] M. Li, R.Z. Wang, F. Yun, F. Shi, L.L. Wang, H.L. Luo, An effective flat plate solar heating and cooling hybrid system, *Adsorption and technology*, 21(5),(2003), pp. 487-499.
- [92] L. Yong, K. Sumathy, Modeling and simulation of a solar powered two bed adsorption air conditioning system, *Enregy convers. Manag.*, 45(2004), pp. 2761- 2775.
- [93] G. Maggio, A. Freni, G. Restuccia, A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery, *International Journal of Refrigeration*, 29(4),(2006), pp. 589-600.
- [94] W. Kwapinski, K. Salem, D. Mewes, E. Tsotsas, Thermal and flow effects during adsorption in conventional, diluted and annular packed beds, *Chemical Engineering Science* 65(2010), pp.4250-4260.

- [95] M.H. Chahbani, J. Labidi, J. Paris, Effect of mass transfer kinetics on the performance of adsorptive heat pump systems, *Applied thermal engineering*, 22(2002), pp. 23-40.
- [96] Manuel Alejandro Fula Rojas, Modélisation Thermique, Thermodynamique et Expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule, thèse de doctorat de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour en co-tutelle avec l'Université Nationale de Colombie, Décembre 2015.
- [97] Sébastien Bonnet, Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau France, 2005.
- [98] M. Tardieu-Alaphilippe, Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France, 2007.
- [99] F. Lontsi, Modélisation dynamique des moteurs thermiques alternatifs à apport de chaleur externe à cycle de Joule (Moteurs Ericsson), thèse, UPPA, Pau France, 2010.
- [100] B. Agnew, A. Anderson, I. Potts, T.H. Frost, M.A. Alabdoadain - Simulation of Combined Brayton and Inverse Brayton Cycles, Department of Mechanical, Materials and Manufacturing Engineering, School Of Mechanics and Systems Engineering, University Of Newcastle Upon Tyne, Newcastle Upon Tyne, Ne1 7ru, UK, 2003, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), pp. 953–963.
- [101] A. Touré, Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau France, 2010.
- [102] F.H. Frost, A. Anderson and B. Agnew, "A Hybrid Gas Turbine Cycle (Brayton/Ericsson): an Alternative to Conventional Combined Gas and Steam Turbine Power Plant", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy*(1997), pp. 121-131.
- [103] David MARTIN, Étude d'un cycle de Brayton-Joule Solaire à l'aide de la Thermodynamique à Vitesse Finie. Mémoire de master en Mécanique Énergétique Procédés Produits, Université de Lorraine, 2013.
- [104] A. Bejan. *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*. Wiley, NY,1982.
- [105] A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Wiley, NY,1988.
- [106] F. Angulo-Brown, An Ecological Optimization Criterion for Finite-time Heat Engines, *Journal of Applied Physics*, 69(1991), pp. 7465-7469.
- [107] Z. Yan, Comment on 'An Ecological Optimization Criterion for Finite-time Heat Engines', *Journal of Applied Physics*, 73(1993), pp. 3583, 1993.
- [108] C.Y. Cheng and C.K. Chen, C.K, Ecological Optimization of an Endoreversible Brayton Cycle, *Energy Conversion and Management*, 39(1998), pp. 33-44.
- [109] C.Y. Cheng and C.K. Chen, Ecological Optimization of an Irreversible Brayton Heat Engine", *Journal of Physics D: Applied Physics*, 32(1999), pp.350-357.

- [110] B. Sahin, O.A. Ozsoysal and O.S. Sogut, "A Comparative Performance Analysis of Endoreversible Dual Cycle under Maximum Ecological Function and Maximum Power Conditions", *Exergy, an International Journal*, 2(2002), pp. 173-185.
- [111] C.Y. Cheng, C.K. Chen, "Power Optimization of an Endoreversible Regenerative Brayton Cycle", *Energy* 2(4):(1996), pp. 241-7.
- [112] C.Y. Cheng, C.K. Chen, "Power Optimization of an Irreversible Brayton Heat Engine", *Energy Sources* 1(5), (1997), pp. 461-74.
- [113] L.G. Chen, F.R. Sun, C. Wu, R.L. Kiang, "Theoretical Analysis of the Performance of a Regenerative Closed Brayton Cycle with Internal Irreversibilities", *Energy Conversion and Management* 3(9):(1997), pp. 871-7.
- [114] Carlos A Herrera, Jairo A Sandoval and Miguel E Rosillo, "Power and Entropy Generation of an Extended Irreversible Brayton Cycle, Optimal Parameters and Performance", *Journal of Physics D: Applied Physics* 39: (2006), pp. 3414-3424.
- [115] D. Ziviani, A. Beyene, M. Venturini, "Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery", *Appl. Energy*, 121(2014), pp.79-95.
- [116] P. Linke, A.I. Papadopoulos, P. Seferlis, "Systematic methods for working fluid selection and the design, integration and control of organic Rankine cycles—A review", *Energies*, 8(2015), pp.4755-4801.
- [117] Jean-François Oudkerk. "Modélisation, Simulation et Contrôle d'un Cycle de Rankine Organique en régime dynamique. Travail de fin d'études soumis en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil en Electromécanique, Université de Liège, 2010.
- [118] P.J. Mago, L.M. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji, "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids", *Appl. Therm. Eng.*, 28(2008), pp. 998-1007.
- [119] R. Rayegan, Y. Tao, "A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Renew. Energy*, 36(2011), pp. 659-670.
- [120] Lorenzo Tocci, Tamas Pal, Ioannis Pasmazoglou and Benjamin Franchetti, "Small Scale Organic Rankine Cycle (ORC): A Techno-Economic Review", *Energies* (2017), 10, 413.
- [121] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, V. H. Spliethoff, "Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles", *Appl. Energy*, 88(2011), pp. 2183-2190.
- [122] V. Maizza, A. Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems", *Appl. Therm. Eng.*, 21(2001), pp. 381-390.
- [123] E. Sciubba, L. Tocci, C. Toro, "Thermodynamic analysis of a Rankine dual loop waste thermal energy recovery system", *Energy Convers. Manag.*, 122(2016), pp.109-118.
- [124] L. Da Lio, G. Manente, A. Lazzaretto, "Predicting the optimum design of single stage axial expanders in ORC systems: Is there a single efficiency map for different working fluids?", *Appl. Energy*, 167(2016), pp. 44-58.

- [125] A. La Seta, J.G. Andreasen, L. Pierobon, G. Persico, F. Haglind, Design of organic Rankine cycle power systems accounting for expander performance. In Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, 12–14 October 2015.
- [126] S. Baral, D. Kim, E. Yun, K.C. Kim, Experimental and thermoeconomic analysis of small-scale solar organic Rankine cycle (SORC) system. *Entropy*, 17(2015), pp. 2039–2061.
- [127] Y.Y. Nusiaputra, H.J. Wiemer, D. Kuhn, Thermal-Economic modularization of small, organic Rankine cycle power plants for mid-enthalpy geothermal fields. *Energies*, 7(2014), pp. 4221–4240.
- [128] J.P. ROY, M.K. MISHRA et A. MISRA, Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions, *Applied Energy* 88(2011), pp. 2995– 3004.
- [129] P. ROY, M. DÉSILETS, N. GALANIS, H. NESREDDINE et E. CAYER, Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH₃–H₂O mixture as working fluid, *International Journal of Thermal Sciences* 49(2010), pp. 48–58.
- [130] Z. SHENGJUN, W. HUAIXIN et G. TAO, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy* 88(2011), pp. 2740–2754.
- [131] C. HE, C. LIU, H. GAO, H. XIE, Y. LI, S. WU et J. XU, The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 38(2012), pp. 136–143.
- [132] Alexandre DIJOUX , Bertrand CLAUZADE , Frantz SINAMA, Olivier MARC, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES, Analyse De Sensibilité D'un ORC (Organic Rankine Cycle) Applique à la Production d'Electricité à Partir de L'énergie Thermique des Mers. XIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes 22-24 mai 2017, LUSACSaint-Lô, France
- [133] J. WANG, Z. YAN, M. WANG, M. LI et Y. DAI, Multiobjective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. *Energy Conversion and Management* 71(2013), pp. 146–158.
- [134] L. XIAO, S.Y. WU, T.T. YI, C. LIU, C et Y.R. LI, Multi objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 83(2015), pp. 723–733.

Chapitre IV

**Thermodynamique et
propriété du couple
réactif des différents
cycles thermodynamiques
utilisés dans les deux
systèmes énergétiques
proposés**

Chapitre IV : Thermodynamique et propriété du couple réactif des différents cycles thermodynamiques utilisés dans les deux systèmes énergétiques proposés

Introduction

Ce chapitre porte sur la méthodologie mise en œuvre pour l'élaboration d'un modèle thermodynamique pour l'étude et l'analyse du fonctionnement de deux installations énergétiques de production de micro puissance proposées. Le modèle élaboré est basé sur les bilans thermiques et massiques dans les des deux configurations d'installations énergétiques sus-mentionnées, compte tenu des propriétés thermodynamiques des couples réactifs et fluides de travail utilisés dans les différents compartiments. Ceci permettra d'obtenir les grandeurs d'état à savoir pression, température ainsi que les compositions du couple réactif en tout point de l'installation, particulièrement à l'entrée et à la sortie de chaque compartiment de l'installation, pour aboutir aux valeurs des enthalpies et des puissances mises en oeuvre et pouvoir enfin estimer le rendement. Ce modèle thermodynamique sera utilisé également pour la mise en évidence des conditions optimales de fonctionnement des deux installations énergétiques, de cibler les paramètres déterminants pour le bon fonctionnement de l'installation besoin d'améliorations.

IV.1. Description du système énergétique étudié

IV. 1.1. Couplage de deux transformateurs de chaleur en cascade avec un moteur Ericsson

Le schéma de la première configuration du système de production de micro puissance est représenté sur la figure IV.1.

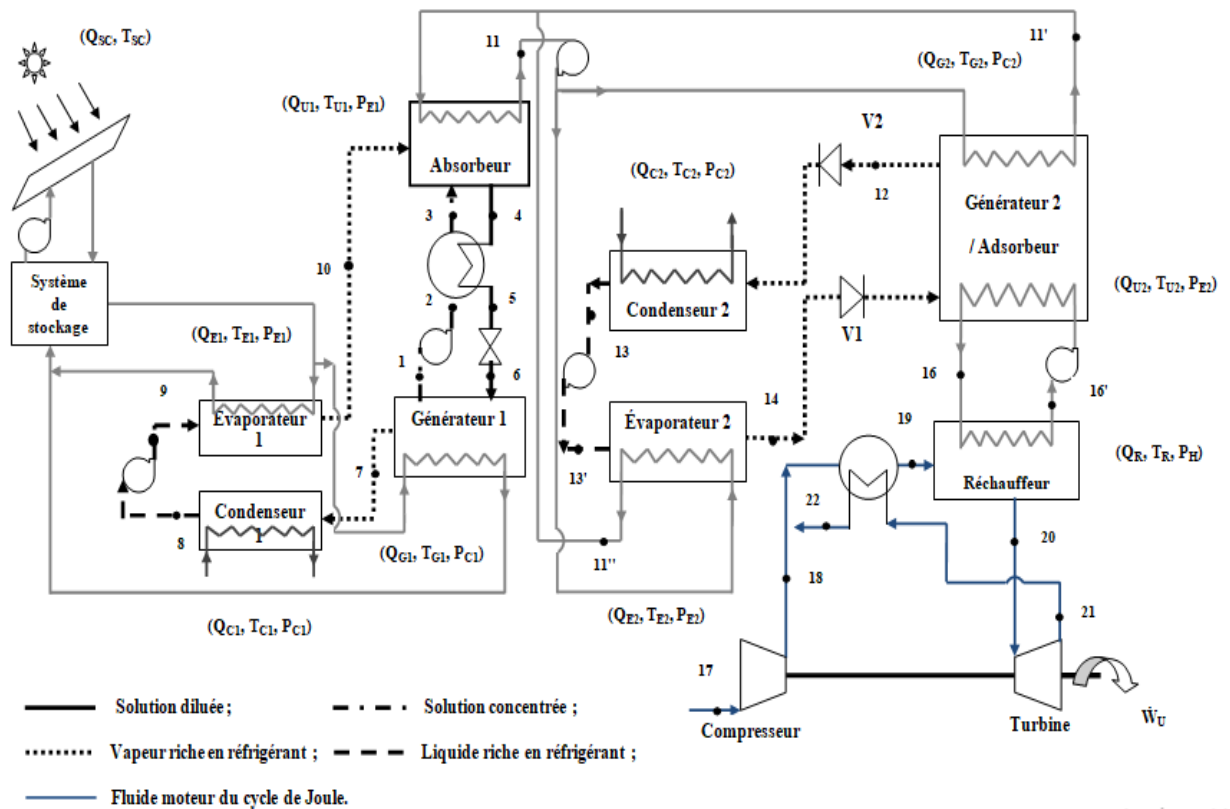


Figure IV.1. Schéma représentatif d'une installation énergétique constituée d'une cascade thermique composée de deux transformateurs de chaleur à sorption couplé à un moteur Ericsson.

Cette installation énergétique est constituée de deux sous systèmes. Un premier sous système pour la valorisation des puits de chaleur de bas potentiel (dans le présent cas, collectée par un capteur solaire plan) par le biais de deux thermo transformateurs à simple effet fonctionnant suivant les différents cycles. Le premier est un thermo transformateur à cycle d'absorption (liquide/vapeur). Le mélange de travail (ou bien la solution diluée) est séparé dans le désorbeur chauffé par une source de chaleur de bas potentiel d'origine solaire (T_{SC}). De la vapeur riche en réfrigérant et du liquide pauvre en réfrigérant (la solution concentrée) sont obtenus. La vapeur est condensée par la suite, en rejetant de la chaleur Q_{C1} vers un puits de chaleur de température T_{C1} . Par ailleurs, le liquide riche est ensuite évaporé dans l'évaporateur recevant de la chaleur Q_{E1} d'une source de moyenne température (T_{SC}). La vapeur produite est alors absorbée par la solution concentrée provenant du désorbeur accompagnée d'un dégagement de chaleur d'absorption Q_{U1} au niveau de l'absorbeur à la température T_{U1} . Ce dernier est mis en communication avec un seconde thermo-transformateur fonctionnant avec le cycle d'adsorption physique. Ce cycle contient deux phases : une phase de désorption et une phase de d'adsorption. Pendant la première phase du cycle, le couple de travail dans le second générateur reçoit un flux de chaleur de moyenne température fournie par l'absorbeur du premier thermo-transformateur à absorption (T_{U1}). Une fois la température de désorption limite atteinte, la désorption s'arrête et la vapeur dirigée vers le condenseur est condensée en rejetant une quantité de chaleur Q_{C2} à basse température T_{C2} correspondant à une basse pression de saturation P_{C2} de l'adsorbat.

Dans la seconde phase du cycle qui s'effectue à haute pression, l'adsorbat est mis en communication avec le deuxième évaporateur. L'évaporation s'effectue par un apport de chaleur à température moyenne T_{U1} et à haute pression P_{E2} . La vapeur issue de l'évaporateur est admise dans l'adsorbeur avec un seul lit d'adsorbant, qui l'adsorbe avec un dégagement de chaleur Q_{U2} à haute température T_{U2} .

Ce premier sous système est connecté avec un deuxième sous système de conversion et de production de micro puissance à partir de l'énergie thermique valorisée par le premier sous système. Ce dernier est composé d'un moteur réciproque fonctionnant selon le cycle de Brayton avec apport de chaleur externe. La machine de conversion est composée d'un cylindre de détente, un autre de compression et un réchauffeur (H) alimenté en chaleur par l'adsorbeur (générateur 2) du thermo transformateur à adsorption (Q_{U2}). Elle peut être réalisée avec ou sans régénérateur. Dans la machine proposée plusieurs fluides peuvent être utilisés comme l'air, l'hélium (He), le dihydrogène (H_2) et le diazote (N_2). Selon le fluide utilisé, le cycle sera ouvert ou fermé.

Dans les deux cas le fluide moteur est d'abord comprimé dans le compresseur jusqu'à P_H et T_{18} , ensuite chauffé dans le réchauffeur par la chaleur d'adsorption (Q_{U2}) pour être enfin détendu dans la machine de détente pour produire de la puissance mécanique. Par ailleurs, le rendement de l'installation peut être amélioré significativement par l'introduction de régénérateur. Dans ce cas, le fluide de travail peut être préchauffé avant son passage dans le réchauffeur jusqu'à T_{19} comme il peut céder une partie de sa chaleur après la détente pour atteindre la température T_{22} . Dans le cas d'un cycle ouvert les gaz refroidis sont rejetés dans le milieu amiant à la température T_{22} . Ils sont réinjectés de nouveau dans le cycle si ce dernier est fermé.

IV.1.2. Couplage de deux transformateurs de chaleur en cascade avec un cycle organique de Rankine

La deuxième cascade proposée est représentée sur la figure IV.2. Cette installation énergétique comporte un couplage en série de deux thermo-transformateurs à simple effet à absorption liquide/vapeur et à adsorption liquide/solide. L'adsorbeur du dernier thermo-transformateur est mis en communication avec un moteur fonctionnant au cycle organique de Rankine. Ce dernier utilise des fluides de travail organiques qui présentent l'avantage d'une génération de puissance mécanique (électrique) plus particulièrement la production de micro puissance à partir des sources thermiques de basse qualité énergétique par rapport au cycle traditionnel qui utilise l'eau comme fluide de travail et nécessite des sources thermiques de haute température.

Selon les conditions opérationnelles du cycle de Rankine organique, deux configurations sont possibles. Le cycle sous-critique : c'est le cycle simple ou standard sans et avec un récupérateur (utilisé dans le cas où la vapeur du fluide sortie de la turbine est suffisamment chaude, qui permet

d'améliorer la performance de COR) et le cycle supercritique : c'est le cycle le plus souvent utilisé dans le cas où la température critique du fluide de travail est très inférieure à celle de la source chaude. Néanmoins, selon les investigations de plusieurs auteurs les cycles COR supercritiques sont d'un grand intérêt en raison de leur rendement relativement élevé [1].

Dans les deux cas, le fluide organique passe successivement dans les quatre modules composant le cycle. Une pompe de circulation porte le fluide à haute pression et à température (T_{18}), mais qui reste inférieure à la pression critique dans le COR sous-critique ou supérieure à la pression critique dans le COR supercritique. Le fluide est renvoyé par la suite vers l'échangeur de vapeur (bouilleur) où il est chauffé et vaporisé à l'état sous-critique, ou à l'état supercritique (T_{19}) par la chaleur épuisée à partir de l'adsorbeur de transformateur de chaleur à adsorption (Q_{U2}). La vapeur arrive par la suite à la turbine, se détend jusqu'à la température (T_{20}) tout en produisant du travail mécanique. En suite, elle arrive à l'état de saturation au condenseur où elle subit une condensation totale (T_{17}) pour permettre au cycle de recommencer.

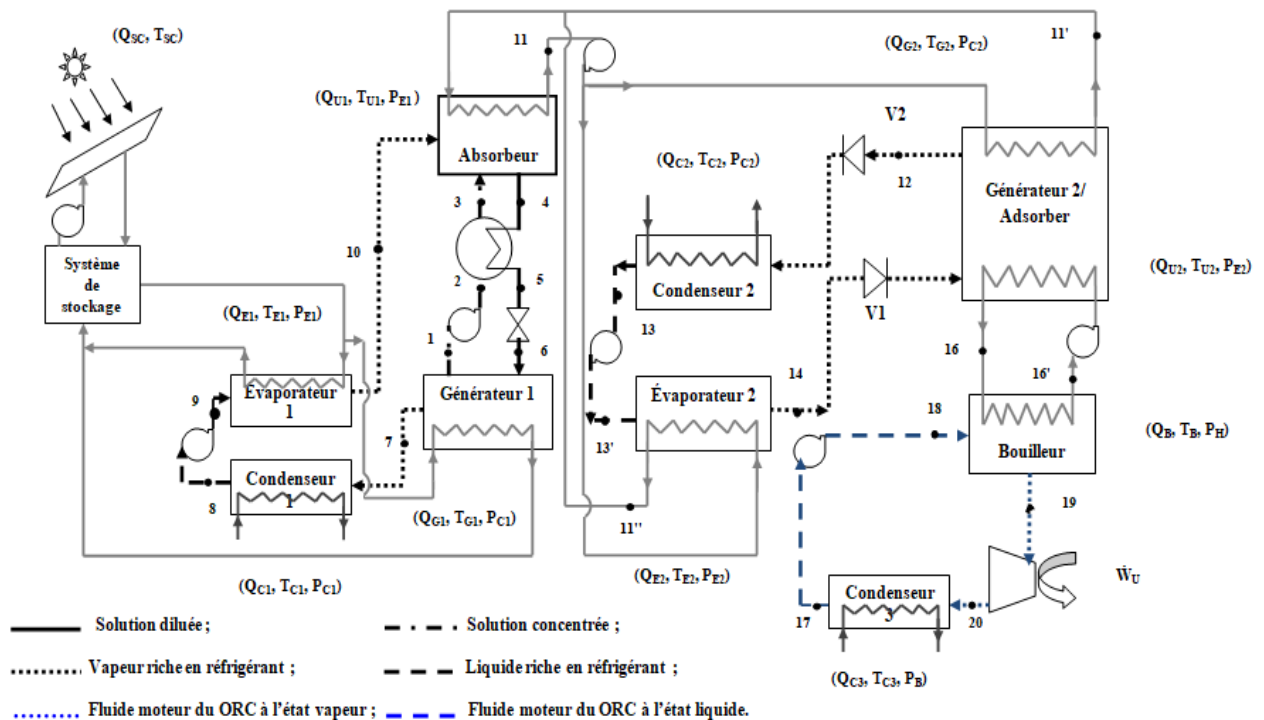


Figure IV.2. Schéma représentatif d'une installation énergétique constituée d'une cascade thermique composée de deux transformateurs de chaleur à sorption couplé au cycle organique de Rankine.

IV.2. Modèle thermodynamique

Les différents systèmes de production de micro puissance proposés sont composés de trois cycles thermodynamiques réalisés par plusieurs dispositifs. Selon la littérature, différentes manières de modéliser ces cycles sont proposés et résumés dans le troisième chapitre. Les modèles existants seront utilisés pour l'estimation des performances et des puissances globales produites par les installations

proposées pour la production de micro puissance en fonction de diverses sollicitations. Chacune des installations énergétiques proposées est considérée comme un système composé de boîtes noires, permettant de déterminer les paramètres de sorties du système tels que les puissances utiles délivrées par l'absorbeur, l'adsorbeur et les deux dispositifs de détente en fonction des conditions à l'entrée du système telles que les températures des sources chaude, froide et ambiante, le taux de circulation (F) et le rapport de la masse adsorbée à la masse de l'adsorbant (Δx). La modélisation en régime stationnaire permet de bien comprendre le fonctionnement et les caractéristiques du système. Ces caractéristiques sont subordonnées aux paramètres à l'entrée du modèle, qui sont les variables sur lesquelles on peut réellement agir (les conditions de fonctionnement). Les paramètres de sortie du système se sont les variables convoités et enfin, les paramètres intrinsèques à la modélisation du système [2].

Selon le même régime, les conditions de fonctionnement et notamment les températures des sources chaude, froide et ambiante ont une forte influence sur les performances [3]. Dans cet égard, les différents modèles des cycles choisis en régime permanent seront exposés.

IV.2.1. Présentation du modèle de cycle d'un thermo-transformateur à absorption

Comme on a pu voir dans le chapitre III, la modélisation des cycles à absorption selon le modèle thermodynamiques ou phénoménologique (type 2) présente plusieurs avantages :

- Elle permet l'amélioration de modèle statique simplifié qui s'éloigné de la réalité pour la simulation des machines à absorption dont la plage de fonctionnement n'est pas couverte par les polynômes [4].
- Elle détermine les performances attendues d'un cycle réel d'absorption en fonction d'un nombre minimal de caractéristiques (conditions de fonctionnement) [5], ainsi que les températures à la sortie de chacun de ses composants [6].
- Elle permet l'amélioration et l'optimisation de la performance des cycles réels d'absorption en fonction d'autres paramètres [7,8].
- Ce type de modèle est bien adapté pour des applications de type boîte noire où le nombre de paramètre à définir est restreint et où le modèle une fois implémenté dans l'environnement de simulation peut couvrir une large plage de fonctionnement de machine à absorption [4].

Ces avantages justifient le choix de ce modèle composé essentiellement de trois sous-modèles importants permettant l'évaluation de la performance du cycle et les températures à la sortie de ces composants à partir des températures d'entrée des principaux composants. Ces sous-modèles sont énumérés comme suit :

- Bilans massiques et énergétiques de tous les dispositifs formant le cycle ;
- Modélisation des propriétés thermodynamiques pour pouvoir déterminer les grandeurs d'équilibres (T, P, X et H);

- Modélisation des enthalpies des fluides de travail en tout point du cycle de la thermo-transformation à absorption pour pouvoir déterminer les puissances mises en œuvre et enfin estimer le rendement (COP) du cycle.

Bien entendu, ce modèle phénoménologique pour les cycles à absorption est établi sous les hypothèses simplificatrices suivantes [6, 9 et 10]:

- Le fluide frigorigène sortant du condenseur 1 (point 8) est considéré comme de l'eau saturée à la température et à la pression correspondantes ;
 - Le fluide frigorigène entrant dans le condenseur1 (point 7) est de la vapeur d'eau surchauffée à la température et à la pression correspondantes ;
 - Le fluide frigorigène sortant de l'évaporateur1 (point 10) est à l'état de vapeur saturée ;
 - Les détenteurs sont isenthalpiques.

Selon la configuration choisie (le type de la thermo-transformation), d'autres hypothèses simplificatrices sur lesquelles les calculs vont être basés, ces dernières peuvent être énoncées comme suit :

- la pression au niveau de l'évaporateur est égale à celle de l'absorbeur (perte de charge négligeable). La pression au niveau du désorbeur est égale à celle du condenseur (perte de charge négligeable);
- la température de la solution à la sortie du premier générateur T_{G1} est égale à celle de l'évaporateur1 T_{E1} ;
- le fluide de travail considéré dans cette étude est le LiBr/eau qui s'impose comme le couple le plus performant pour ce système (voir chapitre 1 et 2 section I.1 et II.2.5.6)
- la solution diluée (riche en fluide frigorigène) à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température T_4 . La concentration de l'absorbeur X_a est fonction de la pression haute et de la température à la sortie de l'absorbeur $X_a=f(T_4, P_{E1})$. De même, la solution concentrée (pauvre en fluide frigorigène) X_c quittant le générateur est fonction de la pression basse et de la température du générateur $X_c=f(T_1, P_{C1})$;
- l'efficacité de l'échangeur opérant à contre courant pour préchauffer la solution riche sortant du l'absorbeur par la solution pauvre sortant de générateur est supposée égale à 80% ;
- Les températures d'entrée sont considérés les températures du générateur T_{G1} , du condenseur T_{C1} , de l'évaporateur T_{E1} et de l'absorbeur T_{U1} . Cependant, l'accès à ces températures est impossible puisque les transferts de chaleur ne sont pas pris en considération dans cette étude. Néanmoins, l'introduction de la notion de pincement aux échangeurs ΔT_{AbHT} permet de déterminer la température à la sortie de chaque composant à partir de sa température d'entrée comme rapporté dans [4, 6, 11 et 12] par les expressions suivantes :

- les températures de la solution à la sortie du générateur1 et de l'évaporateur1 sont inférieures à 5°C par rapport à la température de la source chaude de bas potentiel (T_{SC}), $T_{G1}=T_{SC}-\Delta T_{AbHT}$;
- la température à la sortie de l'absorbeur est supérieure de 5°C par rapport à la température de la chaleur valorisée de haut potentiel, $T_{H1}=T_{U1}+\Delta T_{AbHT}$;
- la température de condensation est supérieure de 5°C par rapport à la température du milieu environnement T_0 , $T_{C1}=T_0+\Delta T_{AbHT}$;

IV.2.1.1. Bilans massiques et énergétiques

Le bilan massique global est exprimé comme : $\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sor}$

Le bilan massique individuel est exprimé comme : $\sum \dot{m}_{ent} X_{ent} = \sum \dot{m}_{sor} X_{sor}$

Le bilan énergétique est exprimé comme : $\sum \dot{m}_{ent} h_{ent} = \sum \dot{m}_{sor} h_{sor}$

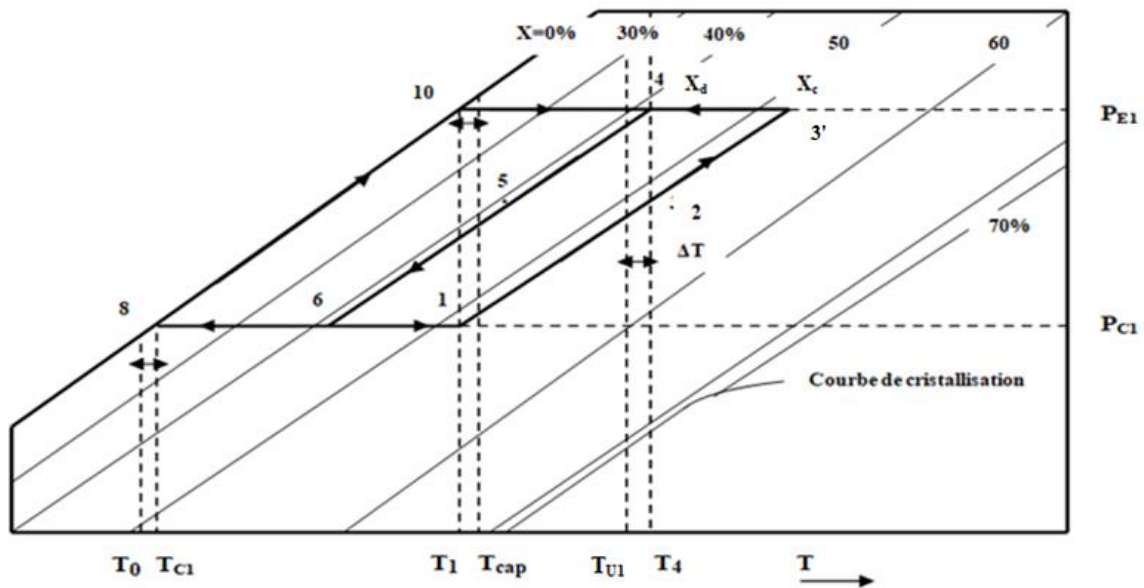


Figure IV.3. Représentation des points caractéristiques du cycle d'un thermo-transformateur à absorption sur le diagramme d'Oldham.

NB. Les indices compris entre 1 et 10 dans les expressions correspondent tous à des emplacements portant les mêmes numéros dans la figure IV.1. À l'exception du point 3', qui n'est pas rapporté sur la figure IV.1. Il représente la température la plus élevée pouvant être atteinte à l'intérieur du premier générateur au cours du processus d'absorption.

IV.2.1.1.1. Établissement du bilan massique

Désignons par \dot{m}_{ref} , \dot{m}_c et \dot{m}_d les débits massiques du réfrigérant (fluide frigorigène), de la solution concentrée et de la solution diluée, respectivement. X_c et X_d , les concentrations massiques de la solution concentrée et de la solution diluée. Une analyse rapide de la figure IV.1 permet d'en déduire les expressions suivantes :

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (\text{IV.1})$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{IV.2})$$

$$\dot{m}_d = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{IV.3})$$

$$X_c = X_1 = X_2 = X_3 \quad (\text{IV.4})$$

$$X_d = X_4 = X_5 = X_6 \quad (\text{IV.5})$$

- **Le générateur 1 :**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \quad (\text{IV.6})$$

$$\dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_1 X_1 \quad (\text{IV.7})$$

- **Le condenseur 1 :**

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (\text{IV.8})$$

- **L'évaporateur 1 :**

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (\text{IV.9})$$

- **L'absorbeur :**

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_4 \quad (\text{IV.10})$$

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 \quad (\text{IV.11})$$

- **L'échangeur de solution :**

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{IV.12})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (\text{IV.13})$$

$$\dot{m}_2 X_2 = \dot{m}_3 X_3 \quad (\text{IV.14})$$

$$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_5 X_5 \quad (\text{IV.15})$$

- **La pompe de circulation (WP1):**

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (\text{IV.16})$$

- **La pompe de solution (SP):**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{IV.17})$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad (\text{IV.18})$$

- **Le détenteur :**

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{IV.19})$$

$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_6 X_6 \quad (\text{IV.20})$$

IV.2.1.1.2. Etablissement du bilan énergétique

- **Le générateur 1 :**

$$Q_{G1} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_6 h_6 \quad (\text{IV.21})$$

- **Le condenseur 1 :**

$$Q_{C1} = \dot{m}_8 (h_8 - h_7) \quad (\text{IV.22})$$

- **L'évaporateur 1 :**

$$Q_{E1} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (\text{IV.23})$$

- **L'absorbeur :**

$$Q_{U1} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (\text{IV.24})$$

- **L'échangeur de solution :**

$$Q_{SHX} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (\text{IV.25})$$

- **La pompe de circulation (WP1) :**

$$\dot{W}_{WP1} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) \quad (\text{IV.26})$$

- **La pompe de solution (SP) :**

$$\dot{W}_{SP} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (\text{IV.27})$$

- **Le détendeur :**

$$h_5 = h_6 \quad (\text{IV.28})$$

IV.2.1.2. Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail

La modélisation phénoménologique des cycles à absorption (absorbant/réfrigérant) nécessite la connaissance des propriétés thermodynamiques du fluide de travail qui est le couple eau/bromure de lithium dans le cas des machines étudiées. Toutes les données disponibles sur les propriétés thermodynamiques du couple LiBr-H₂O se rapportent à des états d'équilibres liquide/vapeur, car aucune donnée n'est disponible pour l'état de liquide comprimé [10]. Dans ce contexte, deux approches ont été rapportées dans la littérature. Une première approche consiste à mettre en œuvre une démarche théorique basée sur l'énergie libre de Gibbs. À cet égard, le travail de McNeely [13] a permis de préparer le terrain pour la proposition des autres formulations publiées par les différents auteurs dont on cite celles de Haar et al. [14], Patterson[15], Ruitter[16], Feurecker et al.[17], Herold et Moran[18], Kaita[19], Yuan et Herold[20], Yuan et Herold[21] et Kim et Infante-Ferreira [22].

En effet, la formulation de McNeely [13] est le plus souvent utilisée. Cette formulation est valable sur une plage de température allant de 15 à 166°C. Les autres formulations [14-22] sont moins utilisées dans les calculs de cycle à absorption, même si certaines d'entre elles ont été développées avec l'intention d'étendre la plage de validité de ces propriétés.

Une seconde approche consiste à décrire les évolutions des propriétés thermodynamiques au moyen de corrélations basées sur des données expérimentales. Selon cette approche, les travaux de Patek et Klomfar [23, 24] ont mis en œuvre une formulation qui permet de compléter les anciennes formulations en corrélant l'ensemble des données expérimentales disponibles. Cette bibliothèque a permis de mettre en évidence les propriétés les plus courantes comme la pression, la masse volumique, la capacité calorifique, l'enthalpie et l'entropie sous la forme de fonctions explicites dépendant de la température, de la pression et de la composition pour le mélange eau-bromure de lithium. La phase

gazeuse du mélange peut être considérée comme de la vapeur d'eau pure. En effet, la pression de vapeur du bromure de lithium est négligeable devant la pression de vapeur d'eau.

Cette formulation est valable pour une large gamme de variables (températures, pressions, concentrations, enthalpies...), à partir de 0°C (ou de la température de cristallisation) jusqu'à des températures de 220°C et pour toute la gamme des compositions.

Selon la même approche, d'autres corrélations expérimentales ont été utilisées pour décrire les évolutions des propriétés thermodynamiques des mélanges à deux composants plus particulièrement le mélange de LiBr-H₂O. Les formulations les plus connues sont celles adoptées par Chua et al.[25] ou ASHRAE Fundamentals Handbook (SI) [26]. La bibliothèque de propriétés thermodynamiques utilisée dans cette étude pour le couple LiBr-H₂O est construite à partir des travaux de Patek et Klomfar [23, 24] et ASHRAE Fundamentals Handbook [26].

Pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'eau à l'état liquide et gaz, les formulations de Patek et Klomfar [23, 24] ont été utilisées. Les mêmes auteurs se sont basés sur les équations de l'énergie libre de Gibbs, elles-mêmes issues des formulations proposées par l'association internationale des propriétés de l'eau et de la vapeur [27]. D'autres description[28,29] ont été également utilisées pour décrire les évolutions des propriétés thermodynamiques de la substance de l'eau.

IV.2.1.2.1. Les corrélations thermodynamiques du fluide frigorigène (eau)

a. Pression de saturation

La pression d'équilibre de l'eau (fluide frigorigène) en fonction de la température est exprimée par la formule expérimentale proposée par Patek et Klomfar [23]

$$P_s(T_{ref,s}) = P_c \exp \left[\frac{T_c}{T_{ref,s}} \sum_{i=1}^6 \alpha_i \left(1 - \frac{T_{ref,s}}{T_c} \right)^{\beta_i} \right] \quad (IV.29)$$

Où :

$T_c = 647.096$ K, $P_c = 22.064$ Pa, P (Pa) et T_{ref} (K).

Les coefficients (α , β) sont rapportés dans le Tableau IV.1.

Tableau IV.1. Les coefficients (α , β) pour le calcul de P_s

i	α_i	β_i
1	1.0	-7.85951783
2	1.5	1.84408259
3	3	-11.7866497
4	3.5	22.6807411
5	4	-15.9618719
6	7.5	1.80122502

b. L'enthalpie de l'eau à l'état liquide saturé en fonction de la température

L'enthalpie de l'eau liquide en fonction de la température est exprimée par la formule empirique suivante [28] :

$$h_l(t_{ref}) = C_p t_{ref} \quad (IV.30)$$

Où :

C_p (kJ/Kg °C) et t_{ref} en (°C)

c. L'enthalpie de l'eau à l'état vapeur saturé en fonction de la température

L'enthalpie de la vapeur de la vapeur d'eau est exprimée par la formule empirique suivante [29] :

$$h_v(t_{ref}) = -125397 \cdot 10^{-8} t_{ref}^2 + 1.88060937 t_{ref} + 2500.559 \quad (IV.31)$$

d. L'enthalpie de la vapeur surchauffée en fonction de la pression et de la température [6]

$$h_{sur} = h_v(t) + C_p (T_{ref,s} - T_{ref,sur}) \quad (IV.32)$$

$$C_p = A_1 + A_2 (T_{ref,s} + T_{ref,sur}) + A_3 \frac{1 - e^{\left(\frac{T_{ref,s} - T_{ref,sur}}{45}\right)}}{(T_{ref,s} - T_{ref,sur})} \quad (IV.33)$$

Avec :

$$A_1 = 1.610693 + 5.472051 \cdot 10^{-2} \cdot P + 7.5175370 \cdot 10^{-4} \cdot P^2 \quad (IV.34)$$

$$A_2 = 3.383117 \cdot 10^{-4} - 1.975736 \cdot 10^{-5} \cdot P - 2.874090 \cdot 10^{-7} \cdot P^2 \quad (IV.35)$$

$$A_3 = 1.707820 \cdot 10^3 - 1.6994196 \cdot 10 \cdot T_{ref,sur} + 6.2746295 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ref,sur}^2 - 1.0284259 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ref,sur}^3 + 6.4561298 \cdot 10^{-8} \cdot T_{ref,sur}^4 \quad (IV.36)$$

Où :

h_{sur} en KJ/Kg, P en MPa et Ten K.

IV.2.1.2.2. Corrélations thermodynamiques de la solution (bromure de lithium-eau)

a. Pression de saturation de la solution [26]

$$\log_{10}(P) = A - \frac{D}{(t_{ref} + 273.15)} + \frac{E}{(t_{ref} + 273.15)^2} \quad (IV.37)$$

Avec : A=7.05, D=-1596.49, E=-104095.5, P(kPa) et t_{ref} (°C).

D'où

$$t_{ref} = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log_{10}(P))]^{0.5}} \quad (IV.38)$$

b. Température de saturation de la solution [26]

$$t_{sol} = \sum_{n=0}^3 B_n X^n + t_{ref} \sum_{n=0}^3 A_n X^n \quad (IV.39)$$

Où les coefficients (A, B) sont rapportés dans le tableau ci-dessous

t_r :la température du réfrigérant $-15 < t_{ref} < 110$ °C

t_{sol} :la température de la solution $5 < t_{sol} < 175$ °C.

X la concentration en LiBr $45\% < X < 70\%$

Tableau IV.2. Les coefficients (A, B) pour le calcul de $t_{sol}(t_{sol}, X)$

n	A_n	B_n
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.71649
2	3.133362 E-03	0.152286
3	1.97668 E-05	-7.95090 E-04

c. L'enthalpie de la solution (H₂O/LiBr)

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est exprimée par [26] :

Pour : $40\% < X < 70\%$ et $15 < t_{sol} < 165$ °C

$$h_{sol} = \sum_{n=0}^4 A_n X^n + t_{sol} \sum_{n=0}^4 B_n X^n + t_{sol}^2 \sum_{n=0}^4 C_n X^n \quad (IV.40)$$

D'où : X(%), t_{sol} (°C) et h(kJ/Kg).

Les coefficients (A, B et C) sont rapportés dans le Tableau IV.3.

Tableau IV.3. Les coefficients (A, B et C) pour le calcul de $h_{sol}(t_{sol}, X)$

n	A_n	B_n	C_n
0	-2024.33	18.2829	-3.7008214 E-02
1	163.309	-1.1691757	2.8877666 E-03
2	-4.88161	3.248041 E-02	-8.1313015 E-05
3	6.302948 E-02	-4.034184E-04	9.9116628 E-07
4	-2.913705 E-04	1.8520569 E-04	-4.4441207 E-09

d. La densité de la solution (H₂O/LiBr) [24]

$$\rho(T_{sol}, X) = (1 - X)\rho'(T) + \rho_c \sum_{i=1}^2 a_i X^{m_i} \left(\frac{T_{sol}}{T_c}\right)^{t_i} \quad (IV.41)$$

D'où :

$T_c = 647.096$ K, $\rho_c = 322$ Kg/m³, $\rho' = 999.789$ Kg/m³ et T_{sol} (K).

Tableau IV.4. Les coefficients (m_i , t_i et a_i) pour le calcul de $\rho(T_{sol}, X)$

i	m_i	t_i	a_i
1	1	0	1.746
2	1	6	4.709

IV.2.1.2.3. Évaluation des performances

Comme il a été déjà mentionné dans le chapitre II, le coefficient de performance (COP) d'un cycle réel d'un thermo-transformateur est défini comme étant le rapport de la quantité de chaleur utile produite et évacuée au niveau de l'absorbeur aux quantités de chaleur consommées par le générateur et l'évaporateur et l'énergie mécanique fournie aux pompes.

$$\text{COP}_{\text{AbHT}} = \frac{Q_{U1}}{(Q_{E1} + Q_{G1} + \dot{W}_{\text{SP}} + \dot{W}_{\text{WP1}})} \quad (\text{IV.42})$$

Ou encore :

Dans le cas du désorbeur (générateur 1) (Figure IV.1) le bilan de masse peut être écrit :

$$\dot{m}_d = \dot{m}_c + \dot{m}_{\text{ref}} \quad (\text{IV.43})$$

L'expression du débit massique de la solution diluée \dot{m}_d en fonction des débits massiques du fluide frigorigène \dot{m}_{ref} et de la solution concentrée \dot{m}_c est déduite de ces bilans :

$$Q_{G1} = \dot{m}_{\text{ref}} h_7 + \dot{m}_c h_1 - \dot{m}_d h_6 = \dot{m}_{\text{ref}} h_7 + \dot{m}_c h_1 - (\dot{m}_c + \dot{m}_{\text{ref}}) h_6 \quad (\text{IV.44})$$

On divise l'équation (IV.44) par \dot{m}_{ref} , on obtient :

$$\frac{Q_{G1}}{\dot{m}_f} = q_{G1} = h_7 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} h_1 - \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} + 1 \right) h_6 \quad (\text{IV.45})$$

L'introduction de la notion de **taux de circulation** (le débit spécifique de solution) exprimé comme le rapport des flux massiques de la solution concentrée (\dot{m}_c) aux flux massiques de la vapeur du fluide frigorigène (\dot{m}_{ref}).

L'expression (IV.45) devient après simplification :

$$q_{G1} = h_7 + F h_1 - (F + 1) h_6 \quad (\text{IV.46})$$

D'une façon similaire on en retrouve les quantités d'énergie mises en jeu dans chaque compartiment :

$$\text{L'absorbeur :} \quad q_{U1} = F h_3 - (F + 1) h_4 + h_{10} \quad (\text{IV.47})$$

$$\text{L'évaporateur 1 :} \quad q_{E1} = h_{10} - h_9 \quad (\text{IV.48})$$

$$\text{Le condenseur 1 :} \quad q_{C1} = h_8 - h_7 \quad (\text{IV.49})$$

$$\text{L'échangeur de la solution :} \quad q_{\text{SHX}} = F(h_3 - h_2) = (F + 1)(h_4 - h_5) \quad (\text{IV.50})$$

$$\text{La pompe de circulation (WP1):} \quad \dot{w}_{\text{WP1}} = h_9 - h_8 \quad (\text{IV.51})$$

$$\text{La pompe de solution (SP):} \quad \dot{w}_{\text{SP}} = F(h_2 - h_1) \quad (\text{IV.52})$$

L'expression du coefficient de performance devient :

$$\text{COP}_{I,\text{AbHT}} = \frac{(Fh_3 + h_{10} - (F+1)h_4)}{(Fh_1 + h_7 - (F+1)h_6) + (h_{10} - h_8) + F(h_2 - h_1)} \quad (\text{IV.53})$$

Comme mentionné auparavant, le coefficient de performance exergetique (rendement au sens du deuxième principe de la thermodynamique) est défini comme le rapport de l'exergie utile à l'exergie dépensée.

$$\text{COP}_{II,\text{AbHT}} = \frac{Q_{U1} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{U1}}\right)}{Q_{G1} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{G1}}\right) + Q_{E1} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{E1}}\right) + \dot{W}_{SP} + \dot{W}_{WP1}} \quad (\text{IV.54})$$

$$\text{COP}_{II,\text{AbHT}} = \frac{q_{U1} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{U1}}\right)}{q_{G1} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{G1}}\right) + q_{E1} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{E1}}\right) + \dot{w}_{SP} + \dot{w}_{WP1}} \quad (\text{IV.55})$$

IV.2.2. Présentation du modèle de cycle d'un thermo-transformateur à adsorption

En ce qui la modélisation du cycle d'un thermo-transformateur à adsorption, la présente étude ne s'intéresse pas à tous les détails tels que l'interaction entre les molécules ou la structure de l'adsorbant, ce qui permet d'examiner le cycle d'adsorption selon **les modèles thermodynamiques**. Ce type de modèles propose des corrélations qui décrivent les propriétés thermodynamiques du couple d'adsorption permettant de déterminer l'enthalpie en tout point du cycle, ainsi que les puissances mises en œuvre en fonction de la température, pression et la quantité de gaz adsorbée par kilogramme d'adsorbant.

Avant d'entamer la modélisation de ce système de transformation de chaleur à simple adsorption représenté sur les figures IV.1 et IV.2, il est nécessaire d'émettre certaines hypothèses simplificatrices sur lesquelles les calculs vont être basés. Ces hypothèses peuvent être énoncées comme suit :

- Durant les phases désorption- condensation et évaporation – adsorption, la pression est égale à la pression de saturation à la température d'évaporation et à la température de condensation, respectivement.
- la température, la pression et la masse adsorbée sont supposées uniformes ;
- la température à la sortie du second générateur est égale à celle du second évaporateur. Ces deux températures sont inférieures de 10°C par rapport à la température d'alimentation (T_{U1});
- la température à la sortie de l'adsorbeur T_{16} est de 10°C supérieure de la température de la chaleur valorisée de haut potentiel T_{U2} ;
- la température de condensation T_{C2} est supérieure de 10°C par rapport à la température du milieu environnement T_0 .
- Les effets cinétiques de l'adsorption et des pertes thermiques associées au chauffage de l'adsorbeur sont supposés négligeable.

- Similaire au cycle à absorption, le lit d'adsorption est saturé (riche) en fluide frigorigène au cours du processus d'adsorption et la concentration riche dans l'adsorbeur (x_r) est fonction de la pression haute et de la température à la sortie d'adsorbeur $x_r=f(P_{E2}, T_{16})$. De même, le lit d'adsorption est pauvre en fluide frigorigène au cours du processus de désorption et la concentration pauvre (x_p) quittant le second générateur est fonction de la pression basse et de la température du second générateur $x_p=f(P_{C2}, T_{12})$;
- La chaleur spécifique du réfrigérant adsorbé est supposée égale à la chaleur spécifique de la vapeur du réfrigérant, ce qui est conforme à la 1ère loi de la thermodynamique [30].

IV.2.2.1. Bilans massiques et énergétiques

Le modèle présenté dans cette section est une extension des modèles publiés antérieurement par Baker et Kaftanoğlu [31, 32 et 33] et de ceux révisités par la suite par Taylan, Baker et Kaftanoğlu [34, 35 et 36]. La modélisation de la performance de cette machine est aussi basée sur l'utilisation des équations d'état (adsorbant/adsorbat) à l'équilibre thermodynamique représenté par le trajet thermodynamique de l'évolution de l'état du mélange dans le cycle représenté sur la (fig IV.4) par le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$). Afin de déterminer les performances, les valeurs de transfert de chaleur pour chaque processus doivent être calculées. Le transfert de chaleur requis par le lit d'adsorbant pour chaque processus peut être déterminé à partir de la 1ère loi de la thermodynamique.

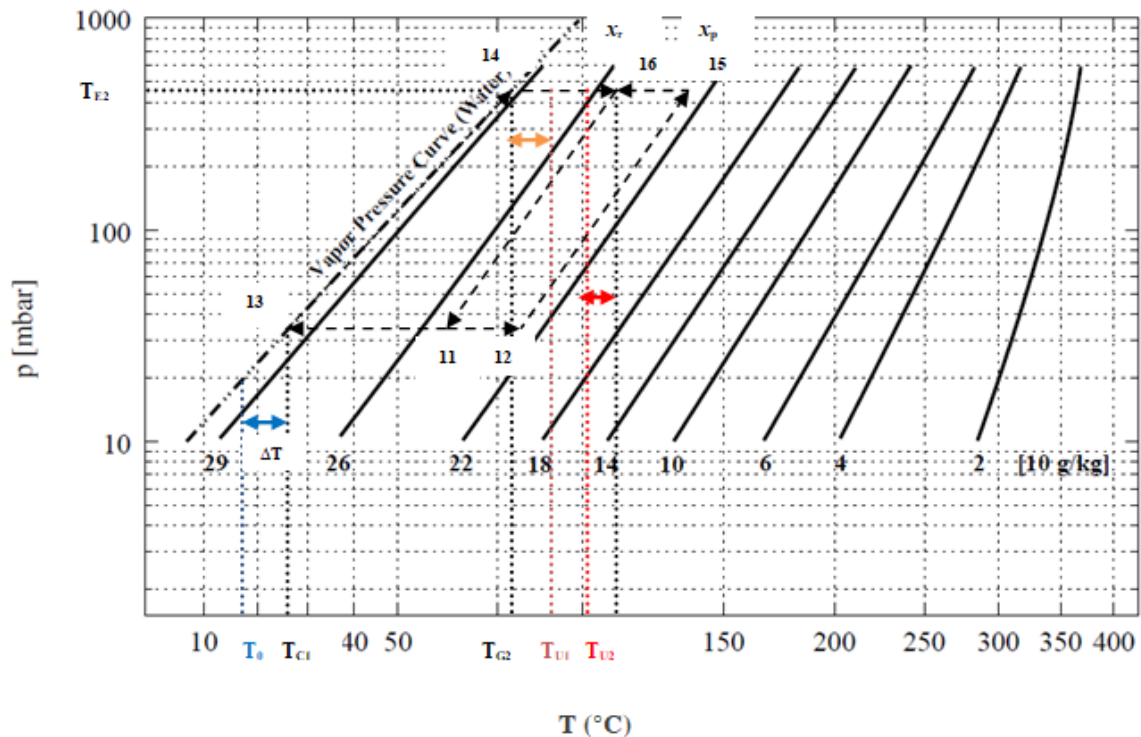


Figure IV.4. Représentation des points caractéristiques du cycle d'un thermo-transformateur à adsorption sur le diagramme de Clapeyron.

NB. Les indices compris entre 11 et 16 dans les expressions correspondent à des températures portant les memes numéros dans la figure IV.1 et IV.2. L'exception est indiquée dans l'état 15, qui n'est pas rapporté dans ces figures. Elle représente la température la plus élevée atteinte à l'intérieur du deuxième générateur au cours du processus d'adsorption.

IV.2.2.1.1. Bilan massique

Selon ce diagramme (Figure IV.4), le cycle comprend les procédés suivants :

Le procédé 11-12 : chauffage isobarique et désorption

À ce stade, le lit d'adsorbant recoit de la chaleur de moyen potentiel (T_{U1}) tout en étant connecté au second condenseur. Une augmentation supplémentaire de la température du lit de l'adsorbant provoque une désorption de la vapeur de l'adsorbat (réfrigérant). Cette vapeur désorbée se condense durant le processus **12-13**, en rejetant une quantité de chaleur vers un puits de chaleur à basse température (Q_{C2}). La masse du réfrigérant dans le générateur n'est plus constante et la concentration en adsorbat décroît de x_{11} à x_{12} , à mesure que la température augmente de la température la plus basse T_{11} à la température la plus élevée du second générateur T_{12} .

Le procédé 12-15 : Chauffage isostérique et pressurisation

À ce stade, le lit d'adsorbant isolé par la fermeture des deux vannes continue de recevoir de la chaleur. Ce chauffage induit une augmentation de pression du second générateur (l'adsorbeur) de la pression du condensation à la pression d'évaporation, de sorte que la pression d'évaporateur prévaut dans le système. On considère que la masse dans l'adsorbeur reste constante ($x_{12} = x_{15}$) jusqu'à ce que la pression d'évaporation soit atteinte, bien que la concentration puisse augmenter légèrement si le réfrigérant peut être adsorbé dans n'importe quel volume vide présent dans le système.

Le procédé 15-16 : Refroidissement isobarique et adsorption.

Au cours de cette transformation, l'adsorbeur est mis en communication avec le second évaporateur par la vanne (V2) ce qui provoque le refroidissement du lit d'adsorption. Durant cette phase la vapeur issue de l'évaporateur maintenu à la température T_{U1} durant le processus **13-14**, admise dans l'adsorbeur conduit à une augmentation de la concentration en adsorbat dans l'adsorbant de x_{15} à x_{16} à mesure que la température dans l'adsorbeur diminue de la température d'adsorption initiale (T_{15}) à la température d'adsorption finale (T_{16}). Donc la masse de réfrigérant dans le générateur n'est plus constante.

Le procédé 16-11 : Refroidissement isostérique et dépressurisation

L'adsorbant saturé en adsorbat isolé par la fermeture des deux vannes subit un refroidissement par le fait de l'extraction de la chaleur Q_{U2} dégagée lors de la phase d'adsorption, ce qui fait baisser la pression de système adsorbat-adsorbant. Cette pression de générateur (adsorbeur) diminue jusqu'à sa plus basse valeur égale à celle dans le condenseur P_{C2} pour recommencer le cycle. Donc, au cours de cette transformation on considère que la masse dans le second générateur reste constante ($x_{16} = x_{11}$) jusqu'à ce que la pression de la condensation soit atteinte, bien que la concentration puisse diminuer légèrement si le réfrigérant peut être désorbé dans n'importe quel volume vide présent dans le système.

IV.2.2.1.2. Bilan énergétique

Le procédé 11-12 : chauffage isobarique et désorption

Le second générateur reçoit l'énergie de la source chaude (Q_{U1}) dont une partie sera utilisée pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbeur (U_{PM}), une autre de cette énergie (U_{FC}) pour chauffer le fluide caloporteur et le reste servira pour chauffer l'adsorbant (U_{ads}), l'adsorbat (U_{ref}) et à la désorption.

$$dQ_{11 \rightarrow 12} + dH_V = dU_{PM} + dU_{FC} + dU_{ads} + dU_{ref} \quad (IV.56)$$

Dans toute la suite de cette modélisation, nous admettons l'hypothèse de la négligence des pertes thermiques associées au chauffage ou le refroidissement de générateur 2 (l'adsorbeur), qui conduit à :

$$dQ_{11 \rightarrow 12} + d(m h)_V = d(m u)_{ads} + d(m u)_{ref} \quad (IV.57)$$

$$dQ_{11 \rightarrow 12} + h_V dm_V = m_{ads} du_{ads} + u_{ref} dm_{ref} + m_{ref} du_{ref} \quad (IV.58)$$

Où : $dm_{ads} = 0$ et $dm_V = dm_{ref} \neq 0$

$$dQ_{11 \rightarrow 12} = m_{ads} du_{ads} + (u_{ref} - h_V) dm_{ref} + m_{ref} du_{ref} \quad (IV.59)$$

Selon [37] la chaleur constante d'adsorption est définie comme :

$$\Delta h_{ads} = u_{ref} - h_V \quad (IV.60)$$

On divise l'équation (IV.59) par m_{ads} , on obtient :

$$\frac{dQ_{11 \rightarrow 12}}{m_{ads}} = dq_{11 \rightarrow 12} = du_{ads} + (u_{ref} - h_V) \frac{dm_{ref}}{m_{ads}} + \frac{m_{ref}}{m_{ads}} du_{ref} \quad (IV.61)$$

L'utilisation de la définition de **la capacité d'adsorption** (la concentration massique en adsorbat, x), qui est définie comme le rapport de la masse de réfrigérant adsorbé à la masse d'adsorbant permet de retrouver :

$$dq_{11 \rightarrow 12} = du_{ads} + x du_{ref} + \Delta h dx \quad (IV.62)$$

Le transfert de chaleur requis pour le processus 11-12 peut être trouvé en intégrant l'équation (IV.62)

$$q_{11 \rightarrow 12} = \int_{11}^{12} C_{ads} dT + \frac{x_{12} + x_{11}}{2} \int_{11}^{12} C_{ref} dT + \int_{11}^{12} h_{ads} dx \quad (IV.63)$$

Le procédé 12-15 : chauffage isostérique et pressurisation

Le transfert de chaleur requis par le lit d'adsorbant pour le processus 12-15 peut être trouvé en utilisant la 1ère loi de la thermodynamique :

$$dQ_{12 \rightarrow 15} = dU_{ads} + dU_{ref} \quad (IV.64)$$

$$dQ_{12 \rightarrow 15} = d(m u)_{ads} + d(m u)_{ref} \quad (IV.65)$$

$$dQ_{12 \rightarrow 15} = m_{ads} du_{ads} + m_{ref} du_{ref} \quad (IV.66)$$

Où : $dm_{ads} = 0$ et $dm_{ref} = 0$ (par conséquent, aucun changement dans la quantité du frigorigène adsorbé).

D'une façon similaire on en retrouve :

$$dq_{12 \rightarrow 15} = C_{ads} dT + x C_{ref} dT \quad (IV.67)$$

L'intégration de l'équation (IV.67) donne :

$$q_{12 \rightarrow 15} = \int_{12}^{15} C_{ads} dT + x_2 \int_{12}^{15} C_{ref} dT \quad (IV.68)$$

Le procédé 15-16 : refouissement isobarique et adsorption

Le transfert de chaleur du lit de l'adsorbant au cours du processus 15-16 peut être calculé de façon similaire à ce qui a été fait pour le processus (11-12). Dans ce cas, la température de la vapeur de réfrigérant entrant dans le lit d'adsorbant est égale à la température d'évaporation (T_{E2}).

Le transfert de chaleur requis durant le processus 15-16 peut être déterminé par intégration de l'équation (IV.62) soit:

$$q_{15 \rightarrow 16} = \int_{16}^{15} C_{ads} dT + \frac{x_{15} + x_{16}}{2} \int_{16}^{15} C_{ref} dT + \int_{16}^{15} h_{ads} dx \quad (IV.69)$$

Le procédé 16-11 : refroidissement isostérique et dépressurisation

La modélisation du processus 16-11 est semblable à celle du processus 12-15, sauf que le lit adsorbant est refroidit pour le processus 16-11. Par conséquent, le transfert de chaleur requis pour ce processus peut être calculé en intégrant l'équation (IV.67),

$$q_{16 \rightarrow 11} = \int_{11}^{16} C_{ads} dT + x_{11} \int_{11}^{16} C_{ref} dT \quad (IV.70)$$

Les transferts de chaleur du condenseur et de l'évaporateur par unité de masse d'adsorbant peuvent également être calculés, respectivement, à partir des expressions suivantes:

$$q_{C2} = \Delta x(h_{12} - h_{13}) = \Delta x(h_{v,sur} - h_{ls}) \quad (IV.71)$$

$$q_{E2} = \Delta x(h_{14} - h_{13'}) = \Delta x(h_{vs} - h_{l,sur}) \quad (IV.72)$$

Où : Δx est décrit comme étant le changement de concentration nette du cycle.

La puissance consommée par la pompe est donnée par la formule suivante :

$$\dot{w}_{WP2} = \Delta x(h_{13'} - h_{13}) \quad (IV.73)$$

IV.2.2.2. Propriétés thermodynamiques du couple réactif

Comme il a été mentionné auparavant, la modélisation des cycles à adsorption physique nécessite une bonne modélisation du phénomène d'adsorption. Donc, il est essentiel de détenir les informations sur l'équilibre, tributaire d'un modèle d'adsorption convenable (isotherme d'adsorption) permettant de décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple utilisé dans le cas du cycle étudié et qui est la zéolite 13X-eau. Les isothermes d'adsorption sont souvent connues expérimentalement. Elles sont ensuite corrélées par des modèles mathématiques qui doivent les représenter au mieux dans une plage étendue de concentration et de température [38]. Dans la présente étude, la bibliothèque utilisée des propriétés thermodynamiques de l'eau et du couple zéolite 13X-eau a été construite à partir des références [39-44].

IV.2.2.2.1. Corrélations thermodynamiques du fluide frigorigène (eau)

Les relations isothermes et isostériques des paires adsorbant - adsorbat utilisées pour les pompes à chaleur à adsorption sont décrites dans les sections précédentes (section II.3.3 et II.3.4). Elles sont tributaires des valeurs de la pression et de la température de saturation calculées dans ce qui suit.

a. Pression de saturation

La pression de saturation de l'eau en fonction de la température est donnée par la formule empirique simplifiée d'Antoine.

$$\ln P_s = a - \frac{b}{T_s} \quad (IV.74)$$

D'où :

P_s en Pa; T_s en K; a et b sont des constantes spécifiques aux composants, avec $a= 25.1948$ et $b=5098.26$ [39,40].

b. L'enthalpie de l'eau à l'état liquide saturé en fonction de la température

L'enthalpie de l'eau liquide par rapport à la température est donnée par la formule empirique suivante [28] :

$$h_l(t_{ref}) = C_p t_{ref} \quad (IV.30)$$

D'où :

C_p (kJ/Kg °C) et t_{ref} en (°C)

c. L'enthalpie de l'eau à l'état vapeur saturé en fonction de la température

L'enthalpie de la vapeur de la vapeur d'eau est donnée par la formule empirique suivante [29] :

$$h_v(t_{ref}) = -125397 \cdot 10^{-8} t_{ref}^2 + 1.88060937 t_{ref} + 2500.559 \quad (IV.31)$$

IV.2.2.2.2. Corrélations thermodynamiques du couple réactif (zéolite 13X-eau)

a. La pression d'équilibre du couple (H2O/Zéolite13X)

Selon [41] l'équation d'isoster est applicable pour ce pair avec les constantes indiquées dans le tableau IV.5.

$$\ln P = \sum_{n=0}^4 a_n q^n + [\sum_{n=0}^4 b_n x^n / T] \quad (IV.75)$$

Où, P en mbar, T en K; x est le rapport de la masse adsorbée à la masse de l'adsorbant en kg/kg

Tableau IV.5. Les coefficients (a et b) pour le calcul de P (T, x) [40, 42-44]		
n	a_n	b_n
0	13.4244	-7373.78
1	110.854	6722.92
2	-731.76	5624.47
3	1644.8	-3486.7
4	0	0

b. La chaleur isostérique d'adsorption

La chaleur isostérique d'adsorption est une donnée primordiale pour le calcul des bilans énergétiques d'un cycle à adsorption [38]. Rappelant que celle-ci est exprimée selon le **modèle de Dubinin – Astakhov** par l'équation de Clapeyron (voir la section II.3.5.3) :

$$\frac{\delta \ln P}{\delta (1/T)_m} = - \frac{q_{is}}{R} \quad (IV.76)$$

Le développement de cette expression par [45, 46 et 47], donne la chaleur isostérique d'adsorption q_{is} en fonction de la pression et de la température :

$$q_{is} = L(T) + RT \ln \left(\frac{P_s(T)}{T} \right) + \left(\frac{\alpha RT}{nD} \right) \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{(n-1)} \quad (IV.77)$$

Avec :

α est le coefficient d'expansion thermique de l'adsorbant liquide ;

$L(T)$ est la chaleur latente de condensation ;

D, n Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbant.

Où, P en Pa, T en K et q_{is} en kJ/kg.

IV.2.2.3. Évaluation des performances

La performance énergétique d'un thermo-transformateur à adsorption est définie par le coefficient de performance (COP_{AdHT}), qui est également l'un des principaux paramètres examinés dans cette étude. Il est déterminé comme le rapport entre la quantité de chaleur utile produite évacuée au niveau de l'adsorbeur Q_{U2} et la somme des (dépenses) consommations thermiques Q_{E2} et Q_{G2} et mécanique \dot{W}_{WP2} .

Le COP est exprimé par :

$$COP_{I,AdHT} = \frac{q_{U2}}{(q_{E2} + q_{G2} + \dot{W}_{WP2})} = \frac{(q_{15 \rightarrow 16} - q_{12 \rightarrow 15})}{[q_{E2} + (q_{11 \rightarrow 12} - q_{16 \rightarrow 11}) + \dot{W}_{WP2}]} \quad (IV.78)$$

$$COP_{II,AdHT} = \frac{q_{U2} * \left(\frac{1}{T_{C2}} - \frac{1}{T_{U2}} \right)}{q_{G2} * \left(\frac{1}{T_{C2}} - \frac{1}{T_{G2}} \right) + q_{E1} * \left(\frac{1}{T_{C2}} - \frac{1}{T_{E2}} \right) + \dot{W}_{WP2}} \quad (IV.79)$$

$$COP_{II,AdHT} = \frac{(q_{15 \rightarrow 16} - q_{12 \rightarrow 15}) * \left(1 - \frac{T_0}{T_{U2}} \right)}{(q_{11 \rightarrow 12} - q_{16 \rightarrow 11}) * \left(1 - \frac{T_0}{T_{G2}} \right) + q_{E2} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{E2}} \right) + \dot{W}_{WP2}} \quad (IV.80)$$

IV.2.3. Présentation du modèle des cycles de conversion

La principale tâche des convertisseurs (moteurs thermiques) consiste à transformer l'énergie thermique reçue en énergie mécanique, puis en énergie électrique à l'aide d'un alternateur. Par ailleurs, lors d'un tel processus, il y a nécessairement un dégagement de chaleur par échappement ou par refroidissement (selon le type de moteur) [48]. Pour mieux comprendre le comportement énergétique, nous introduisons d'abord quelques concepts de base sur le concept de cycle thermomécanique. Selon l'ouvrage de Meunier [49], le fluide à l'intérieur d'une machine à cycle thermomécanique fermé, il n'échange que de l'énergie et pas de matière avec l'extérieur. La machine cyclique peut alors être considérée comme un système thermodynamique fermé. Dans les cas considérés dans cette étude, où les seules énergies échangées avec l'extérieur sont du travail contre les forces de pression et de la chaleur, le premier principe s'écrit :

$$dE = \delta W + \delta Q + dE_C + dE_P \quad (IV.81)$$

$$\oint dE = \oint \delta W + \oint \delta Q + \oint dE_C + \oint dE_P \quad (IV.82)$$

dE , dE_C et dE_P étant des différentielles totales, leurs intégrales le long d'un cycle sont nulles, donc (IV.82) devient :

$$\oint \delta W + \oint \delta Q = 0 \quad (IV.83)$$

Par ailleurs, une machine cyclique peut être décomposée en une succession de composants. Chaque composant peut être considéré comme un système thermodynamique ouvert traversé par un fluide. L'état du fluide entrant dans un composant est celui du fluide sortant du composant précédent. En régime permanent, le premier principe pour chaque composant s'écrit :

$$\dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}(h_e - h_s + \frac{1}{2} \Delta \tilde{V}^2 + gz) = 0 \quad (IV.84)$$

$$\dot{W} + Q + \dot{m}(h_e - h_s) = 0 \quad (\text{IV.85})$$

Où l'équation (IV.84) se réduit à l'écriture simplifiée (IV.85) si les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle dues aux forces de gravité sont négligeables pour l'écoulement au travers du composant. L'utilisation des équations (IV.83) et (IV.85) permet d'effectuer les bilans énergétiques sur les cycles fermés. La sommation de (IV.85) sur tous les composants, en tenant compte du fait d'une part que l'état du fluide entrant dans un composant est celui du fluide sortant du composant précédent et d'autre part que l'état initial est le même que l'état final, conduit à :

$$\sum \dot{W}_i + \sum Q_i = 0 \quad (\text{IV.86})$$

$$\sum \dot{w}_i + \sum q_i = 0 \quad (\text{IV.87})$$

Où les \dot{W}_i et les Q_i sont les puissances échangées avec l'extérieur sur chaque composant et les w_i et q_i sont les énergies massiques (chaleur et travail mécanique) correspondantes échangées sur chaque composant.

L'étude théorique des cycles thermodynamiques permet de faire des hypothèses lorsque le cycle thermomécanique est ouvert ou le fluide est rejeté dans l'atmosphère (cas du cycle à air ou de certains cycles à vapeur et assimiler le fonctionnement de la machine à un fonctionnement cyclique en assumant que le fluide refoulé peut être réintroduit, par une transformation simple (par exemple un refroidissement isobare) dans le même état thermodynamique que celui du fluide aspiré. Une autre démarche consiste à analyser le système ouvert en tenant compte des flux de matière et d'enthalpie.

Dans cette étude, seul le comportement énergétique de cet équipement est pris en compte pour sa modélisation. Il est donc considéré comme une boîte noire permettant de déterminer la puissance utile en fonction des températures de fonctionnement.

IV.2.3.1. Le cycle de Joule

Le moteur considéré est un moteur alternatif à apport de chaleur externe, fonctionnant suivant le cycle de Joule à récupération et constitué d'un cylindre de compression à piston, un cylindre de détente à piston également et un réchauffeur (échangeur de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail). Par abus, nous utiliserons les termes "compresseur" ou "machine de compression" et "détendeur" ou "machine de détente" pour désigner respectivement le cylindre de compression et celui de détente. Les figures IV. 5(a) et IV. 5(b) présentent les diagrammes T-s du fluide moteur et les profils de température de la source thermique et du puits froid pour le cycle de Joule simple et un autre avec un récupérateur. Le cycle étudié comprend deux évolutions adiabatiques et deux autres isobares, selon la suite des transformations (voir la fig 5(a)) :

- (17-18) : phase de compression isentropique de l'air dans le compresseur ;
- (18-19) : chauffage isobare de l'air dans le réchauffeur H alimenté à partir de l'adsorbeur ;
- (19-20) : phase de détente isentropique du gaz chaud dans la turbine ;

- (20-19) : refoulement isobare de l'air dans le milieu ambiant.

Conformément au schéma de la figure IV.5(b), le fluide de travail est préchauffé avant son passage dans le réchauffeur jusqu'à T_{19} par la chaleur cédée après la détente du fluide moteur T_{21} pour atteindre la température T_{22} . Dans le cas d'un cycle ouvert les gaz refroidis sont rejetés dans le milieu environnant à la température T_{22} . Ils sont réinjectés de nouveau dans le cycle si ce dernier est fermé.

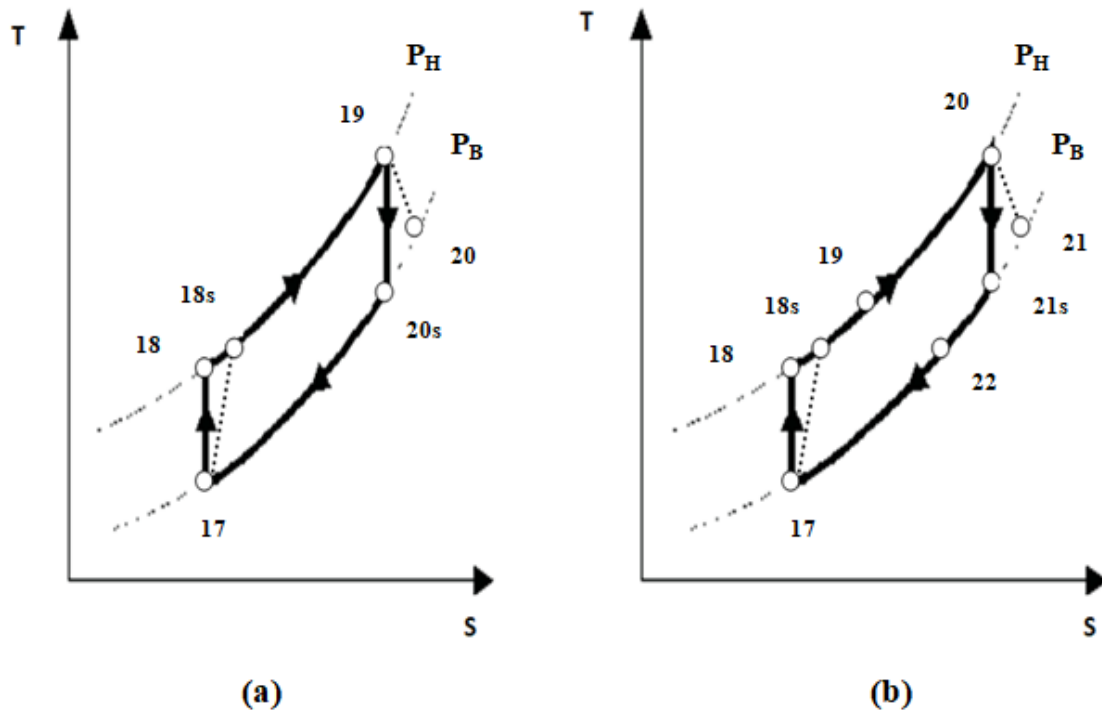


Figure IV.5. Le cycle de Brayton sans régénérateur(a) et avec régénérateur(b).

Le modèle présenté dans cette section est élaboré par Toure [50]. Sur la base de ce modèle, l'analyse sera faite sur le cycle équipé d'un régénérateur, avec les quelques aménagements et hypothèses examinés ci-après :

- Tous les processus ont lieu à l'état stable ;
- Les échangeurs de chaleur, le compresseur et la turbine sont adiabatiques ;
- Les frottements visqueux au sein du fluide de travail sont négligés dans tous les calculs ;
- Les pertes de charge au travers des soupapes sont également négligées ;
- la température à la sortie de réchauffeur est inférieure de 5°C par rapport à la température d'alimentation (T_{U2}) ;
- les irréversibilités de compression et de détente dans le cycle sont prises en considération (voir la figure IV.5) par l'adoption de deux rendements isentropiques de compression η_C^{is} et de détente η_T^{is} . Ces rendements sont variés dans la plage de 0.7 à 0.9 ;

- le rendement mécanique η_m des turbomachines est de 99% [51] ;
- Rendement du régénérateur est 0.9 ;
- Deux fluides de travail seront testés (l'air et l'hélium);
- En revanche, le fluide moteur est considéré comme un gaz réel au lieu d'un gaz parfait ;
- les débits du fluide de travail sont considérés unitaires et constants au cours de tout les processus (c'est-à-dire la masse de gaz aspirée par le compresseur et la masse refoulé par la turbine est la même).

IV.2.3.1.1. Les bilans massique et énergétique

Nous allons dans un premier temps établir les expressions générales de l'analyse énergétique selon la 1ère loi de la thermodynamique pour chaque élément du cycle moteur. Dans un second temps, nous calculerons la performance de la machine complète.

Le compresseur :

La puissance (le travail) de compression est fonction du débit massique de fluide de travail dans la machine et de la différence d'enthalpie massique entre les points 17 et 18 du diagramme indicateur :

$$\dot{W}_C^m = \dot{m}_{ft}(h_{18} - h_{17}) \quad (IV.88)$$

La turbine :

La puissance indiquée de détente est fonction du débit massique de fluide moteur et de la variation d'enthalpie massique entre l'admission et le refoulement de la machine de détente :

$$\dot{W}_T^m = \dot{m}_{ft}(h_{20} - h_{21}) \quad (IV.89)$$

Conformément aux hypothèses définies plus haut, les transformations dans les machines de compression et de détente sont assimilées à des évolutions isentropiques d'un fluide moteur considéré comme un gaz réel. Les rapports des enthalpies sont présentés par les relations suivantes :

$$\eta_C^{is} = \frac{\dot{W}_C^{is}}{\dot{W}_C^m} = \frac{h_{18,is} - h_{17}}{h_{18} - h_{17}} \quad (IV.90)$$

$$\eta_T^{is} = \frac{\dot{W}_T^m}{\dot{W}_T^{is}} = \frac{h_{20} - h_{21}}{h_{20} - h_{21,is}} \quad (IV.91)$$

Les relations (IV.90) et (IV.91) nous permettent de déterminer les expressions des puissances mécaniques suivantes :

$$\dot{W}_C^m = \frac{\dot{m}_{ft}(h_{18,is} - h_{17})}{\eta_C^{is}} \quad (IV.92)$$

$$\dot{W}_T^m = \dot{m}_{ft} \eta_T^{is} (h_{20} - h_{21,is}) \quad (IV.93)$$

La puissance électrique du compresseur est calculée comme :

$$\dot{W}_p^e = \frac{\dot{W}_C^m}{\eta_m} \quad (IV.94)$$

La puissance électrique de la turbine est :

$$\dot{W}_T^e = \dot{W}_T^m \eta_m \quad (\text{IV.95})$$

Le travail moteur massique utile de la machine est obtenu en faisant le bilan des variations d'enthalpie massique dans les machines de détente et de compression. Le travail (ou la puissance) utile s'écrit :

$$\dot{W}_U = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad (\text{IV.96})$$

Le réchauffeur

La puissance thermique fournie au réchauffeur est fonction du débit massique de fluide de travail dans la machine et de la différence d'enthalpie massique entre les points 19 et 20.

$$Q_H = \dot{m}_{ft}(h_{20} - h_{19}) \quad (\text{IV.97})$$

L'échangeur de chaleur interne (ou récupérateur)

$$Q_R = \dot{m}_{ft}(h_{19} - h_{18}) = \dot{m}_{ft}(h_{21} - h_{22}) \quad (\text{IV.98})$$

IV.2.3.1.2. Propriétés thermodynamiques du fluide moteur

Les données sur les propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues de diverses façons, notamment à partir des tableaux, des graphiques, des équations et des logiciels. La présente section met l'accent sur l'utilisation de tableaux de propriétés thermodynamiques, qui sont généralement disponibles pour la pure, simple et compressible substances d'intérêt technique. Les propriétés thermophysiques des fluides moteur sélectionnés pour le cycle de Joule ont été calculées à partir des données de pression et de température mesurées à l'aide de tableaux de propriétés thermodynamiques établies par [26 et 52].

IV.2.3.1.3. Évaluation de l'efficacité énergétique et exergetique du cycle de Joule

Comme il a été déjà mentionné dans le chapitre 2, l'efficacité thermique d'un cycle de conversion est définie comme étant le rapport de la puissance (le travail) utile et la quantité de chaleur fournie au fluide moteur.

$$\eta_{I,Joule} = \frac{\dot{W}_U}{Q_H} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{Q_H} \quad (\text{IV.99})$$

Ce rendement peut être également exprimé en fonction de la puissance utile mécanique comme suit :

$$\eta_{I,Joule}^m = \frac{\dot{W}_U^m}{Q_H} = \frac{\dot{W}_T^m - \dot{W}_C^m}{Q_H} \quad (\text{IV.100})$$

Le même critère peut être également caractérisé par une efficacité (rendement) électrique qui met en évidence la puissance utile électrique :

$$\eta_{I,Joule}^e = \frac{\dot{W}_U^e}{Q_H} = \frac{\dot{W}_T^e - \dot{W}_C^e}{Q_H} \quad (\text{IV.101})$$

L'efficacité exergetique (rendement au sens du second principe de thermodynamique)

$$\eta_{II, \text{Joule}} = \frac{|W_U|}{Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)} \quad (\text{IV.102})$$

IV.2.3.2. Le cycle Rankine organique

Dans le cadre de ce travail de thèse, nous étudierons les cycles ORC sous-critiques et supercritiques non équipés de récupérateurs (cf. diagramme T-s en Figure IV.6). Pour les configurations étudiées le cycle de Rankine Organique est constitué de quatre composants principaux : un évaporateur, une turbine, un condenseur et une pompe (Figure IV.2.). Les évolutions du cycle sont détaillées ci-dessous (voir les figures IV.6 (a) et IV.6 (b)):

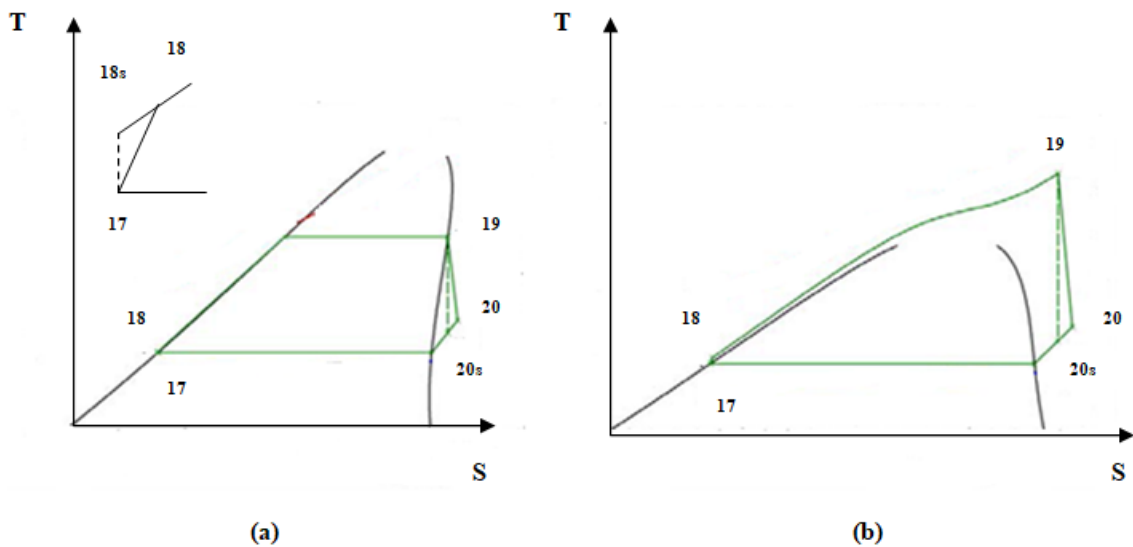


Figure IV.6. Le cycle de Rankine organique sous-critique (a) sans régénérateur et (b) supercritique.

- 17-18: la compression isentropique du fluide en phase liquide au travers d'une pompe (la distance verticale entre les points 17 et 18 est considérablement exagérée pour soucis de clarté) ;
- 18-19: chauffage du fluide à pression constante dans le bouilleur ;
- 19-20: détente isentropique du fluide de travail de l'état de vapeur saturée à la pression du condenseur dans la turbine ;
- 20-17: condensation de la vapeur détendue dans le condenseur fonctionnant à pression constante.

Une modélisation simple d'un cycle de Rankine a été effectuée sur la base des bilans thermodynamiques simples dans les différents composants du cycle pour évaluer la performance du cycle complet. Cette modélisation repose sur les modèles présentés dans les travaux de [53].

Par ailleurs, la modélisation a permis de réaliser une comparaison entre les deux configurations sélectionnées ci-dessus et enfin le choix du fluide adéquat. Lors de l'étude du cycle organique de Rankine présenté sur la figure IV.2 les hypothèses suivantes ont été adoptées :

- tous les processus ont lieu à l'état stable ;
- les pertes de charges dans les conduites et les échangeurs thermiques sont supposées négligeables ;
- les procédés des composants du cycle sont supposés adiabatiques ;
- dans cette étude l'hexane et le SE36 sont les fluides de travail considérés pour les cycles sous-critique et supercritique respectivement ;
- les débits du fluide de travail sont considérés unitaires et constants dans tout l'échangeur ;
- la température de condensation du fluide de travail dans le condenseur est fixée à $T_c = 45 \text{ °C}$;
- les pincements aux échangeurs (bouilleur et condenseur) sont supposés égale à 5K ($\Delta T_{\text{ORC}} = 5 \text{ K}$) ;
- il n'y a pas de perte de pression hydrodynamique dans le cycle de Rankine organique [54 ;
- la surchauffe du fluide de travail à la sortie de l'évaporateur est réglée sur $\Delta T_{\text{sh}} = 2 \text{ °C}$ pour des raisons pratiques [55,56] ;
- les rendements isentropiques de la turbine et de la pompe sont variés dans la plage de 0.7 à 0.9 ;
- le rendement du générateur électrique, η_g est 80%.

IV.2.3.2.1. Le bilan masique et énergétique

Selon [53], le cycle considéré est constitué d'une succession d'évolutions. Les équations de base pour l'analyse énergétique selon la première loi de la thermodynamique du système ORC sont les suivantes :

a) L'évolution de pompage

Rendement isentropique de la pompe

$$\eta_p^{is} = \frac{\dot{W}_p^{is}}{\dot{W}_p^m} = \frac{h_{18, is} - h_{17}}{h_{18} - h_{17}} \quad (\text{IV.103})$$

La puissance mécanique de la pompe est exprimée par :

$$\dot{W}_p^m = \dot{m}_{ft}(h_{18} - h_{17}) = \frac{\dot{m}_{ft}(h_{18} - h_{17, is})}{\eta_p^{is}} \quad (\text{IV.104})$$

La puissance électrique de la pompe :

$$\dot{W}_p^e = \frac{\dot{W}_p^m}{\eta_{\text{moteur}}} \quad (\text{IV.105})$$

Nous déterminons le rendement du moteur électrique avec la corrélation (IV.106) proposée dans [57].

$$\eta_{\text{moteur}} = 75 + 11.5 \log(\dot{W}_p^m) - 1.5[\log(\dot{W}_p^m)]^2 \quad (\text{IV.106})$$

b) L'évolution de transfert de chaleur à haute pression :

Le flux de chaleur absorbé par le fluide de travail dans le bouilleur est exprimé par:

$$Q_B = \dot{m}_{ft}(h_{19} - h_{18}) \quad (\text{IV.107})$$

c) L'évolution de détente

Le rendement isentropique de la turbine

$$\eta_T^{is} = \frac{\dot{W}_T^m}{\dot{W}_T^{is}} = \frac{h_{19} - h_{20}}{h_{19} - h_{20, is}} \quad (IV.108)$$

La puissance mécanique de la turbine est exprimée par :

$$\dot{W}_T^m = \dot{m}_{ft}(h_{19} - h_{20}) = \dot{m}_{ft} \eta_T^{is} (h_{19} - h_{20, is}) \quad (IV.109)$$

La puissance électrique produite par le générateur électrique vaut

$$\dot{W}_T^e = \dot{W}_T^m \eta_{Gen} \quad (IV.110)$$

d) L'évolution de condensation

Le flux de chaleur rejetée par le fluide de travail dans le condenseur est exprimé par :

$$Q_{C3} = \dot{m}_{ft}(h_{20} - h_{17}) \quad (IV.111)$$

IV.2.3.2.2. Les propriétés thermodynamiques du fluide moteur

Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail ont été calculées à partir de logiciels permettant d'exploiter plusieurs bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides purs et de mélanges de fluides. Dans ce contexte, il y a lieu de citer REFPROP, EES (Engineering Equation Solver), EES_Fluidprop et CoolProp_EES. Dans cette thèse, les propriétés thermo-physiques du fluide moteur ont été calculées à partir des données de pression et de température mesurées à l'aide de REFPROP ver. 9.1 développé par le NIST[58] et décrit ci-après.

a) Présentation de logiciel REFPROP – NIST Reference Fluid Properties [58]

REFPROP est le logiciel le plus utilisé pour les calculs des propriétés thermo-physiques des fluides. REFPROP (Figure IV. 6) est un acronyme pour REFrence fluid PROPERTIES. Ce logiciel, développé par l'Institut National de Standards et de Technologies (NIST), réalise des calculs des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides importants dans l'industrie et leurs mélanges.

Selon [58] REFPROP est basé sur des modèles les plus précis des fluides purs et des mélanges. Trois modèles pour les propriétés thermodynamiques sont, dans ce programme, utilisés pour des fluides purs : l'équation d'état explicite en énergie de Helmholtz, l'équation d'état modifiée de Benedict-Webb-Rubin, et un modèle d'ECS (Extended Corresponding States - en anglais). Les calculs de mélange utilisent un modèle qui applique les règles de mélangeage à l'énergie de Helmholtz des composés du mélange ; une fonction de déviation est employée pour tenir compte de la déviation à

partir de mélange idéal. La viscosité et la conductivité thermique sont modélisées avec soit les corrélations des fluides spécifiques, soit avec la méthode d'ECS ou dans quelques cas avec la méthode de la théorie du frottement.

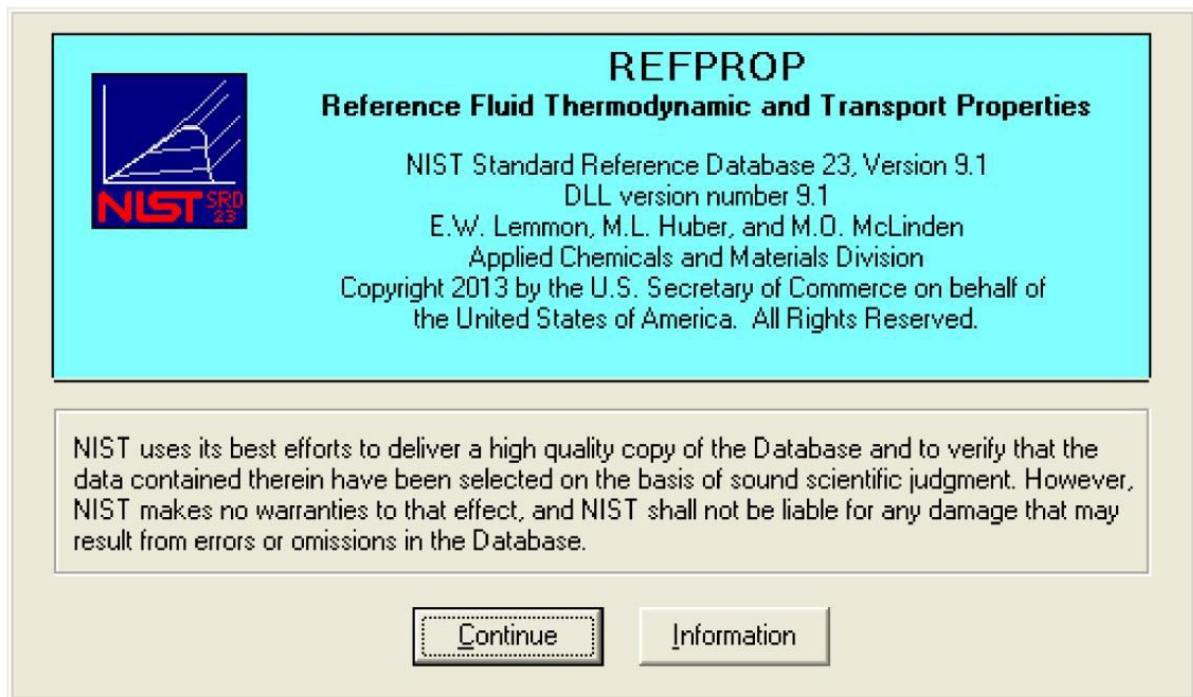


Figure IV. 7. REFPROP – Référence des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides.

Toujours en citant la même source [58], il est nécessaire de noter que REFPROP est un programme, et non pas une base de données qui contient des informations expérimentales sauf les points critiques et les points triples. L'objectif des développeurs est de sélectionner des modèles les plus précis de propriétés qui sont actuellement disponibles pour l'utilisation dans REFPROP. Selon les développeurs, les incertitudes de ces modèles varient considérablement selon le fluide, la propriété, et l'état thermodynamique. Il est donc impossible de donner une déclaration simple, globale des incertitudes. Les incertitudes sont des fonctions complexes de température et de pression.

La version la plus récente de ce logiciel, REFPROP 9.1, est utilisée pour les études de cette thèse. Cette version inclut 121 fluides purs, 5 fluides pseudo-purs (comme l'air), et les mélanges jusqu'à 20 composés.

IV.2.3.2.3. Évaluation l'efficacité énergétique et exergetique du cycle organique de Rankine

Les performances du système ORC peuvent être déterminées par le rendement mécanique, qui est exprimé comme étant le rapport de la puissance mécanique utile (\dot{W}_U^m) et la quantité de chaleur fournie au fluide moteur (Q_B). Souvent dans l'évaluation des performances des installations énergétique un rendement globl appelé de conversion est estimé compte tenu des pertes au niveau de la génératrice électrique. Donc ce rendement mis en relation le rapport de la puissance électrique utile sur l'énergie fournie au l'échangeur de vapeur (Q_B).

$$\eta_{I,ORC}^m = \frac{\dot{W}_U^m}{Q_B} = \frac{\dot{W}_T^m - \dot{W}_P^m}{Q_B} \quad (IV.112)$$

$$\eta_{I,ORC}^e = \frac{\dot{W}_U^e}{Q_B} = \frac{\dot{W}_T^e - \dot{W}_P^e}{Q_B} \quad (IV.113)$$

Comme mentionné auparavant, l'efficacité exergetique est exprimée comme suit :

$$\eta_{II,ORC} = \frac{|\dot{W}_U|}{Q_B * \left(1 - \frac{T_0}{T_B}\right)} \quad (IV.114)$$

IV.3. Rendement global des installations proposées

IV.3.1. Le rendement énergétique global (selon le premier principe de la thermodynamique)

Pour la première configuration d'installation énergétique (PPC) 1 le rendement globale est exprimé :

$$\mu_{I,PPC1} = COP_{I,AbHT} * COP_{I,AdHT} * \eta_{I,Joule} \quad (IV.115)$$

Pour la deuxième configuration d'installation énergétique (PPC) 2 le rendement globale est exprimé :

$$\mu_{I,PPC2} = COP_{I,AbHT} * COP_{I,AdHT} * \eta_{I,ORC} \quad (IV.116)$$

IV.3.2. Le rendement exergetique global (selon le second principe de la thermodynamique)

Pour la première configuration d'installation énergétique (PPC) 1 :

$$\mu_{II,PPC1} = COP_{II,AbHT} * COP_{II,AdHT} * \eta_{II,Joule} \quad (IV.117)$$

Pour la deuxième configuration d'installation énergétique (PPC) 2 :

$$\mu_{II,PPC2} = COP_{II,AbHT} * COP_{II,AdHT} * \eta_{II,ORC} \quad (IV.118)$$

IV.4. OPTIMISATION

L'optimisation est définie comme la recherche de variables dépendantes maximales ou minimales de la fonction objective avec variation des variables de décision [59]. Dans notre étude, les fonctions objectives sont l'efficacité énergétique, l'efficacité exergetique et la puissance produite. Les variables de décision comprennent les différentes conditions de fonctionnement telles que la température des sources chaude, froide et motrice disponibles,etc.

Les différents systèmes de production de micro puissance proposés dans cette étude sont composés de trois cycles thermodynamiques avec plusieurs dispositifs. Un des avantages des cycles choisis est leur modularité. Cela signifie que chaque dispositif du cycle peut être étudié séparément, optimisé et être ensuite pris en compte dans l'installation complète. En effet, l'amélioration des performances de ce procédé passe par l'analyse et la compréhension des différents phénomènes fortement liés de transferts de chaleur et de masse engendrés lors de fonctionnement de chaque cycle. Pour cela, il faut déjà écrire

l'ensemble des équations qui régissent le système, c'est ce qui est appelé **le modèle**. Le modèle est donc un ensemble d'équations qui lient l'ensemble **des variables du système** (sont des variables qui maximisent ou minimisent la fonction objectif).

Dans le cadre d'optimisation, plusieurs méthodes d'optimisation ont été développées au fil du temps ; certaines sont inspirées par l'organisation dans le milieu vivant tandis que d'autres ont été élaborées afin de répondre aux besoins de domaines scientifiques spécifiques. Le choix de la méthode doit être adapté au domaine d'application [60]. Selon le but de l'étude, la stratégie d'optimisation serait prise en compte pour cette étape en se basant sur la méthode d'étude paramétrique.

Comme son nom l'indique une étude paramétrique consiste à mener un nombre d'expériences sur le système à optimiser en changeant chaque fois la valeur d'un des paramètres étudié et en gardant les autres inchangés. Il s'agit normalement d'étudier l'effet qu'un seul facteur peut avoir sur le comportement du système. Une optimisation par étude paramétrique inclut toutes les valeurs possibles dans l'espace du problème étudié ce qui est un avantage du point de vue des informations obtenues et un désavantage de point de vue du temps de calcul.

Une étude paramétrique avec un petit nombre de paramètres (deux au maximum) permet de tracer une courbe ou une surface représentant la réponse du système en fonction de ses paramètres contrôlables (surface de réponse). Ces graphiques sont utiles pour comprendre rapidement l'effet de chaque paramètre sur la réponse du système car elles permettent d'identifier clairement et sans doute les valeurs optimales locales et les valeurs optimales globales [60]. Lors de notre travail, l'optimisation par études paramétriques sert à reconnaître où et comment est-ce qu'il serait le plus approprié de modifier le prototype pour augmenter la puissance produite.

Dans le cadre d'optimisation, les différents paramètres de contrôle et les pistes d'amélioration ont été déjà présenté dans les paragraphes II.2.5, II.3.7, II.4.5 et II.5.5 du chapitre II, il n'est alors pas question d'essayer de réinventer la roue. Nous allons donc nous mettre en évidence quelques pistes d'améliorations cités auparavant pour proposer dans la partie suivante une étude paramétrique détaillée pour chaque cycle des deux installations proposés.

Conclusion

L'objectif de ce chapitre est de prédire le comportement énergétique de deux installations énergétiques de production de micro puissance proposées afin d'analyser le fonctionnement de ces systèmes. Ce comportement peut être décrit par des modèles qui fondent sur une étude thermodynamique de l'installation et la détermination des équilibres de phase liquide-liquide et liquide-vapeur ou solide-liquide et solide-vapeur ayant lieu dans les différents compartiments de l'installation, ainsi à partir des équations d'état et des lois de conservations classiques, qu'ils permettent de bien comprendre le fonctionnement et d'estimer en régime stationnaire les performances des systèmes étudiés en fonction des caractéristiques de chaque système.

Une optimisation par étude paramétrique a été proposée, cette dernière permettra de comprendre l'influence des conditions opératoires sur le comportement des installations énergétiques étudiées, mais

aussi d'étudier et de préciser des intervalles de température opératoire pertinents et de cibler les paramètres clés pour le bon fonctionnement de l'installation besoin d'améliorations.

Références bibliographiques

- [1] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles, *Energy*, vol. 35(2010), pp. 1033-1039.
- [2] Jean-François Oudkerk. Modélisation, Simulation et Contrôle d'un Cycle de Rankine Organique en régime dynamique. Travail de fin d'études soumis en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil en Electromécanique, Université de Liège, 2010.
- [3] Olivier Marc, Étude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment. Autre [cond-mat.other]. Université de la Réunion, 2010. Français. NNT : 2010LARE0020. tel-00867005.
- [4] M. Stanislas N. B. BROU. Modélisation et commande d'un système de cogénération utilisant des énergies renouvelables pour le bâtiment. Thèse de doctorat. Université Paris-Saclay, préparée à l'Université d'Evry Val-d'Essonne, 2015.
- [5] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles, *international journal of refrigeration* 31 (2008), pp. 1012-1020.
- [6] J. C. Lasvignottes. Aspects thermodynamiques et technico économique des systèmes à absorption liquide. Rapport technique, Institut Français Du Froid Industriel, 2001.
- [7] X. Qin, L. Chen, F. Sun, Performance of real absorption heat-transformer with a generalized heat transfer law. *Appl Therm Eng*;28(7):(2008), pp. 767–76.
- [8] J. Chen, Optimal choice of the performance parameters of an absorption heat transformer. *Heat Recovery Systems & CHP Vol. 15, No. 3(1995)*, pp. 249-256.
- [9] R.J. Romero, W. Rivera & R. Best J. Gracia. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating with an aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide. *Applied Thermal Engineering*, vol. 21(2001), pp. 1137–1147.
- [10] G. Anies. Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [11] A. Tgarguifa, T. Mediouni, M. Feddaoui, R. Mir, S. Gabsi & H. Hamdi. Modélisation d'une machine solaire à absorption sur le site d'Agadir. In *International Renewable Energy Congress*, 2009.
- [12] L. Grosu, A. Dobrovicescu, A. Untea & P. Rochelle. Etude d'un système de rafraîchissement solaire à absorption : dimensionnement et simulations numériques. *Revue Générale du Froid(2012)*, pp. 57–64.
- [13] L.A. Mc Neely, Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, *ASHRAE Trans* 85 (1979), pp. 413-434,
- [14] L. Haar, J. Gallagher et G. Kell, *SSC Aqueous Lithium Bromide and Steam Properties*. S. N. routines, Sorption System Consortium (1984): The Steam NBS routines are based on the 1984 National Bureau of Standards formulation and calculate the properties of water in both liquid and vapor states.

- [15] M.R. Patterson, H. Perez-Branco, Numerical fits of the properties of lithium bromide water solutions, *ASHRAE Trans* 94 (1988), pp. 2379-2388.
- [16] J.P. Ruiter, Simplified thermodynamic description of mixtures and solution, *International Journal of Refrigeration* 13 (4) (1990), pp. 223-236.
- [17] G. Feurecker, J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank, G. Alefeld, Measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr solutions at high temperatures and concentrations, *Proc Int Absorp Heat Pump Conf ASME* 31 (1993), pp. 493- 499.
- [18] K.E. Herold, M.J. Moran, Thermodynamic properties of lithium bromide/water solutions, *ASHRAE Trans* 93 (1997), pp. 35-48.
- [19] Y. Kaita, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001), pp. 374-390.
- [20] Y. Yuan, K. Herold, (2005a). "Thermodynamic Properties of Aqueous Lithium Bromide Using a Multiproperty Free Energy Correlation." *HVAC&R Research* 11(3): (2005a), pp. 377-393.
- [21] Z. Yuan et K. Herold, Specific Heat Measurements on Aqueous Lithium Bromide." *HVAC&R RESEARCH* 11(3) (2005b), 15.
- [22] D. Kim et C. Infante-Ferreira, A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions." *International Journal of Refrigeration* 29(1): (2006), pp. 36-46.
- [23] J. Patek, J. Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006), pp. 566-578.
- [24] J. Patek, J. Klomfar, A simple formulation for thermodynamic properties of steam from 273 to 523 K, explicit in temperature and pressure, *international journal of refrigeration* 32 (2009), pp. 1123-1125.
- [25] H.T. Chua, H.T. Toh, A. Malek, K.C. Ng, K. Srinivasan, Improved thermodynamic property fields of LiBr–H₂O solution, *International Journal of Refrigeration* 23 (6) (2000), pp. 412-429.
- [26] ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*. SI Edition, American Society of Heating, Atlanta, 2001.
- [27] W. Wagner, A. Pruß, The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use, *J. Phys. Chem. Ref. Data* 31(2002), pp.387-535.
- [28] Da-Wen Sun. thermodynamic design data and optimu design maps for absorption refrigeration systems. National University of Ireland. August 1996.
- [29] G.F.C. Rogers, Y.R. Mayhew, *Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units*. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; (1992).
- [30] D. K. Baker, Thermodynamic Limits to Thermal Regeneration in Adsorption Cooling Cycles, *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 1(2008), pp. 55-64.
- [31] D. K. Baker and B. Kaftanoğlu, Limits to the Thermodynamic Performance of a Thermal Wave Adsorption Cooling Cycle, *Proceedings of International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT)* (2007), pp. 6, Sun City, South Africa.

- [32] D. K. Baker and B. Kaftanoğlu, Güneş Enerjisi Ile Çalışan Adsorplanma Soğutma Sisteminden Maksimum Teorik Başarım Sağlanması, Proceedings of VI. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu (UTES), (2006), Isparta, Turkey.
- [33] D. K. Baker and B. Kaftanoğlu, Trends in COP for Adsorption Cooling Cycles with Thermal Regeneration and Finite Number of Beds," *Proceedings of Energy Sustainability 2008*, Jacksonville, Florida, USA, (2008).
- [34] O.Taylan, D.K. Baker, D and B. Kaftanoğlu, COP Trends for Ideal Thermal Wave Adsorption Cooling Cycles with Enhancements," *International Journal of Refrigeration: Under Review*, (2009).
- [35] O.Taylan, D.K. Baker, D and B. Kaftanoğlu, Parametric Study and Seasonal Simulations of a Solar Powered Adsorption Cooling System, Proceedings of 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS),(2009), pp. 833 - 842, Foz do Iguacu, Paraná, Brazil.
- [36] O.Taylan, D.K. Baker, D and B. Kaftanoğlu, Adsorbent - Refrigerant Comparison for a Solar Powered Adsorption Cooling System Using Seasonal Simulations, Proceedings of 10th REHVA World Congress, Antalya, Turkey, (2010).
- [37] O.Taylan, Numerical Modeling and Performance Analysis Of Solar-Powered Ideal Adsorption Cooling Systems. Thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University.
- [38] CHEKIROU Wassila, Etude Et Analyse D'une Machine Frigorifique Solaire À Adsorption. Thèse De Doctorat, Université Mentouri De Constantine, 2008.
- [39] Y. Liu and K. C. Leong, Numerical study of a novel cascading adsorption cycle" *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid* 29(2):(2006), pp. 250-259.
- [40] J.Y. San and W. M. Lin, Comparison among three adsorption pairs for using as the working substances in a multi-bed adsorption heat pump, *Applied Thermal Engineering* 28(8-9):(2008), pp. 988-997.
- [41] Zeynep Elvan YILDIRIM, A Study on isotherm characteristics of adsorbent-adsorbate pairs used in adsorption heat pumps. Master Thesis, The Graduate School of Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology.2011.
- [42] S. Ülkü, Adsorption heat pumps" *Journal of Heat Recovery Systems* 6 (1986), pp. 277-284.
- [43] S. Ülkü, Natural Zeolites in Energy Storage and Heat Pumps, *Studies in Surface Science and Catalysis, 28: New Developments in Zeolite Science and Technology: (1986)*, pp. 1047-1054 .
- [44] S. Ülkü, Z. Kıvrak, M. Mobedi, Air Drying in Packed Bed Absorbers, *Drying 86, Hemisphere Pub. Corp. Washington,(1986)*, pp. 807-812
- [45] A. P. F. Leite, M. Daguene, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, *Energy. Convers. Manag.*, Vol. 41(2000), pp. 1625 - 1647.

- [46] M. Pons and Ph. Grenier, A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the Activated Carbon +Methanol pair, *Carbon*, 24-5(1986), pp. 615-625.
- [47] A. P. F. Leite, thermodynamic analysis and modeling of an adsorption cycle system for refrigeration from grade energy sources, *J. of the Brazilian Society of Mechanical Sci.*, 20 (3),(1998), pp. 301-324.
- [48] M. Stanislas N. B. BROU, Modélisation et commande d'un système de cogénération utilisant des énergies renouvelables pour le bâtiment. Thèse de doctorat. Université Paris-Saclay, préparée à l'Université d'Evry Val-d'Essonne, 2015.
- [49] Francis Meunier. Thermodynamique de l'ingénieur, Aide-mémoire, Energétique-changement climatique. 2^{ème} Edition CLIM.
- [50] Abdou Touré. 'Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération. PhD thesis, 2010.
- [51] B. Agnew , A. Anderson, I. Potts, T.H. Frost, M.A. Alabdoadaim, Simulation of combined Brayton and inverse Brayton cycles. *Applied Thermal Engineering* 23(2003), pp. 953–963.
- [52] Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4th ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), pp. 785–86, table A5. Originally published in J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables* (New York: John Wiley & Sons, 1948).
- [53] V. L. LE, Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques. Thèse de doctorat, Ecole Doctorale 409 EMMA: Energie Mécanique et Matériaux, Université de Lorraine, (2014).
- [54] H.Wey Leong, Roshaan Mudasar, Thermodynamic analysis of the performance of sub-critical organic Rankine cycle with borehole thermal energy storage. The 9th International Conference on Sustainable Energy Information Technology (SEIT) August 19-21, 2019, Halifax, Canada. *Procedia Computer Science* 155 (2019), pp. 543–550.
- [55] Mudasar, Roshaan, Faraz Aziz and Man-Hoe Kim, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle used for flue gases from biogas combustion. *Energy Conversion and Management* 153: (2017), pp. 627–640.
- [56] Muhammad, Usman, Muhammad Imran, Dong Hyun Lee, and Byung Sik Park, Design and experimental investigation of a kW organic Rankine cycle system using R45fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam. *Energy Conversion and Management* 103: (2015), pp. 1089–1100.
- [57] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, and J. A. Shaeiwit, *Analysis, Synthesis, And Design Of Chemical Processes*: Pearson Education Inc, 2009.
- [58] L. E.W., H. M.L., and M. M.O., *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*, Version 9.1 ed. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2013.

[59] Amir Ghasemkhani, Said Farahat, Mohammad M Naserian, Thermodynamic investigation and optimization Tri-generation system for the provision of power heating, and cooling: A case of Zehedan, Iran.

[60] Noël JABBOUR, Intégration des systèmes à absorption solaire de petites puissances aux bâtiments - approche multifonction solaire : chauffage, ECS et rafraichissement. Thèse de doctorat.

L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2011.

Chapitre V

Résultats et discussion

Chapitre V : Résultats et discussion

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord analyser le comportement de chaque cycle constitutif de l'îlot de génération de puissance proposé (transformateur thermique à absorption, à adsorption, le moteur de Joule et la machine organique de Rankine). Cette analyse est réalisée à travers l'étude de la sensibilité paramétrique des différents cycles susmentionnés et aussi l'étude des évolutions et de l'influence des variables de décision compte tenu des différentes conditions de fonctionnement telles que les températures des sources chaude, froide et ambiante disponibles sur les trois critères d'optimisation à savoir : la puissance produite, le coefficient de performance thermique (ou l'efficacité énergétique) et le rendement exergetique de la machine étudié . De plus, une validation des différents modèles décrits dans le chapitre précédent et proposée à partir d'une littérature bien fournie.

La seconde partie de ce chapitre consiste à analyser les performances globales (rendements globaux) des deux installations proposées. Cette étude devra permettre de comparer les évolutions des critères d'évaluation cités précédemment en fonction des conditions de fonctionnement optimisées.

V.1. Étude de sensibilité paramétrique

Une étude de sensibilité paramétrique relative au dimensionnement du système et à ses conditions de fonctionnement, en particulier l'influence de ces conditions sur les performances des cycles et la classification des composants les plus critiques du cycle en termes d'analyse thermodynamique. Généralement dans l'analyse thermodynamique des transformateurs de chaleur de sorption, le but escompté est d'augmenter les performances afin d'identifier les pistes d'amélioration. Étant donné que chaque îlot de génération de puissance proposé est une combinaison de transformateurs de chaleur de sorption en cascade et de système de production de micropuissance , il est donc important de déterminer, non seulement le rendement des cycles considérés, mais aussi la plage de températures utile (T_{U1} et T_{U2}) qui peut être atteinte en fonction de la température de la source à faible potentiel et d'autres paramètres de fonctionnement contrôlables (c.-à-d. le GTL, le T_C , le F , le Δx , $\eta_{is,T}$ et $\eta_{is,C}$) à travers l'étude de la sensibilité paramétrique pour reconnaître où et comment est-ce qu'il serait le plus approprié pour suivre les évolutions des critères d'évaluation et d'optimisation (la puissance produite et le rendement thermique).

V.1.1. Le thermo-transformateur à absorption

Afin de mieux comprendre le comportement du modèle et d'aller plus loin dans le processus d'étude de sensibilité paramétrique, une analyse de vérification de la validité du modèle établie a été menée.

Dans ce contexte pour valider la méthode de calcul, les résultats obtenus de l'analyse énergétique du thermo-transformateur à absorption (AbHT) sont comparés aux résultats théoriques du thermo-transformateur rapportés par Ilhami Horuz et Bener Kurt [1]. Les détails de cette comparaison sont présentés dans le Tab V.1. À cet effet, les conditions à l'entrée du thermotransformateur à absorption sont reproduites de la référence [1]. Il ressort de tableau V.1 que les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux de [1]. Il est important de souligner que les données sur les cycles des transformateurs de chaleur à adsorption sont très maigres dans la littérature.

Tableau V. 1. Validation du modèle de transformateur de chaleur à absorption

Paramètres	Le présent travail	Le travail d'Ilhami [1]
La concentration de la solution concentrée, x_c (%)	65.49	65.49
La concentration de la solution diluée, x_d (%)	59.27	59.26
Le débit spécifique de la solution (F)	9.52	9.51
La chaleur livrée par l'absorbeur, Q_{U1} (kW)	272.3	268.75
La chaleur rejetée par le condenseur, Q_{C1} (kW)	286.42	289.39
La chaleur fournie au générateur, Q_{G1} (kW)	289.04	283.46
La chaleur fournie à l'évaporateur, Q_{E1} (kW)	269.60	274.68
COP (AbHT)	0.487	0.48

V.1.1.1. Influence du choix de fluide de travail

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation établie par Marcriss et al. [2,3] sur les fluides a fait ressortir une liste d'environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels. Holmberg et Berntsson [4] rapportent que deux couples de travail ont attirés une attention croissante depuis 1981 en raison de leurs meilleures performances comparées aux autres. Il s'agit du bromure de lithium avec de l'eau (LiBr/H₂O) et l'ammoniac avec de l'eau (H₂O/NH₃).

Le premier fut étudié par Nokanichi [5], Watanabe [6], Kripalani et al [7], Suhr [8], Grossman [9], Mashimo [10], Berntsson et al [11] et bien d'autres chercheurs. Ils ont tous retenu la candidature de ce couple (LiBr/H₂O) en raison de ses multiples avantages comme l'enthalpie d'évaporation élevée en plus de ses très bonnes capacités de transfert de chaleur et de masse, non toxicité, non explosivité et non volatilité [12].

Le second (H₂O/NH₃) fut étudié par Rojoy et al [13], Estas et al [14], Ismail [15], Sozen [16], Sozen et Arcaklioglu [17], Colorado et al [18], Kherris et al. [19] et bien d'autres. Les résultats de ces études montrent l'adaptation de ce mélange binaire dans les cycles à absorption à cause de ses propriétés thermodynamiques assez intéressantes [20].

La compétition entre ces deux fluides a été établie auparavant dans le travail de Horuz [21], pour les machines frigorifiques à absorption, suivi par le travail de Kurem et al [22]. Ces derniers ont fait une étude comparative pour ces deux fluides dans un transformateur de chaleur à absorption. Pour les mêmes conditions de travail, le cycle utilisant le bromure de lithium avec l'eau comme fluide actif donne de meilleures performances en comparaison au couple eau/ ammoniac. Ils ont également conclu que le couple LiBr/H₂O est bien adapté aux transformateurs de chaleur à absorption malgré les contraintes présentées par ce dernier (corrosif, viscosité importante, solubilité limitée, limite de température et risque de cristallisation). Par ailleurs, le deuxième couple H₂O/NH₃ est plus convenable pour les systèmes de production de froid malgré son caractère le moins corrosif par rapport au LiBr/H₂O.

En plus l'usage du couple NH₃ - H₂O comme fluide actif dans des transformateurs de chaleur sera limité à cause de sa haute pression de travail et le faible niveau de sécurité, l'ammoniac est volatil et a besoin de rectification. De plus, il est toxique et inflammable et est corrosif envers le cuivre [23, 24].

On conclut donc la primauté du couple conventionnel LiBr/H₂O en raison de ses performances pouvant atteindre 0.5 et de sa capacité à réaliser une augmentation de température de l'ordre de 50°C dans un cycle à simple effet et ce en dépit des contraintes rencontrées par suite à son utilisation rapportées dans le chapitre II.

V.1.1.2. Influence des conditions de fonctionnement sur la performance

Dans le but de déceler l'influence des paramètres de contrôle et les pistes d'amélioration, de valider le fonctionnement du modèle établie d'un cycle simple d'un thermo-transformateur à absorption et d'étudier l'influence des conditions de fonctionnement sur ses performances sur tout l'intervalle de fonctionnement, une étude paramétrique de sensibilité a été réalisée pour le cycle du thermo-transformateur à absorption fonctionnant avec le couple LiBr-H₂O compte tenu des conditions opératoires présentées au Tableau V.2. Les conditions opératoires étudiées couvrent un intervalle de fonctionnement plus large que celui considéré dans les documents consultés dans l'état de l'art.

Tableau V.2. Conditions de fonctionnement considérées dans le calcul du cycle du thermo-transformateur à absorption.

Plage de fonctionnement	valeur
Température de la source chaude (ou du réservoir de moyenne température) (T _{sc})	323.15 à 373.15K
Température de la source froide (ou du réservoir de haute température) (T _{uf})	323.15 à 413.15 K
Température de la source ambiante (ou du réservoir de basse température) (T ₀)	278.15 à 323.15 K

V.1.1.2.1. Influence du taux de circulation (le débit spécifique de solution)

Commençons cette analyse de sensibilité en faisant varier la température du puits de chaleur de haute température (T_{U1}) de 323.15 à 413.15 K par un pas de 2 K.

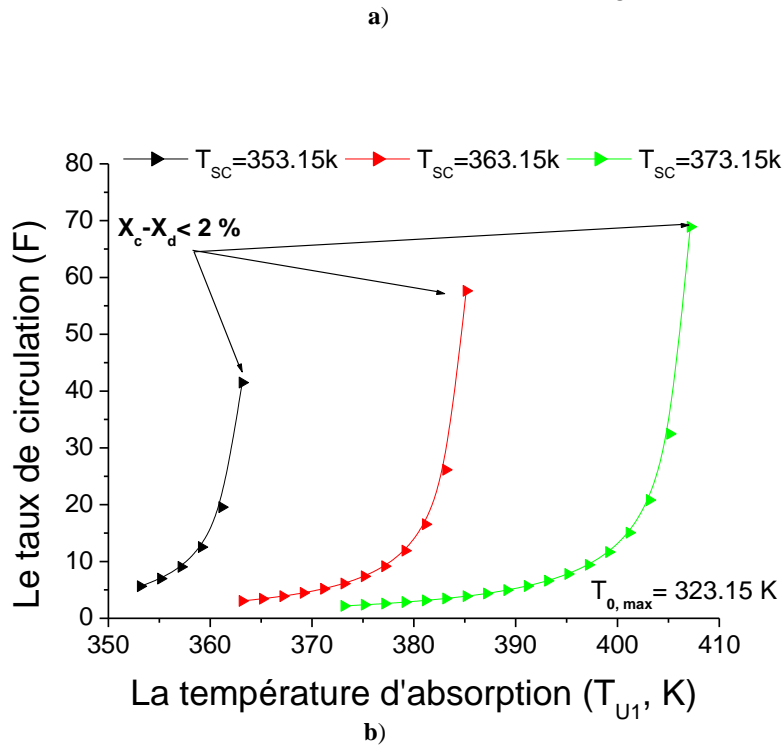
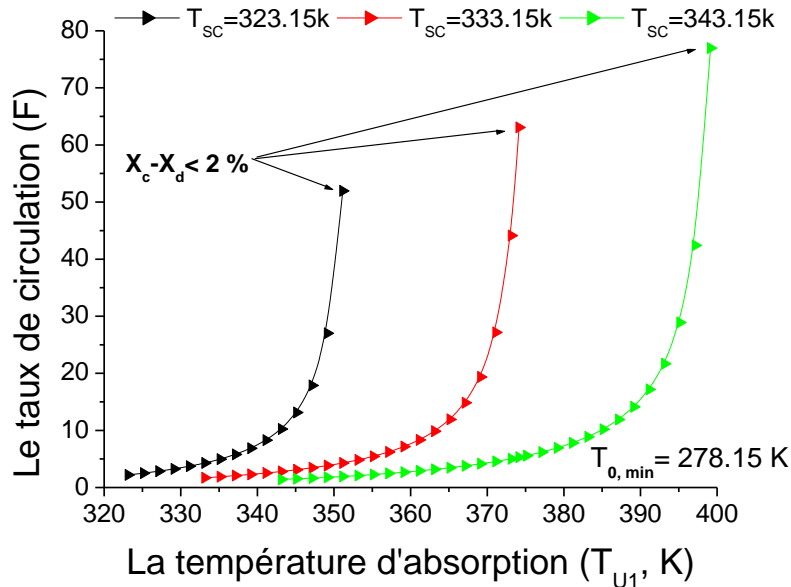


Figure V. 1. La variation de taux de circulation en fonction de la température d'absorption.

Selon [25], le paramètre le plus crucial qui affecte simultanément l'élévation de température (le saut thermique) et le COP du transformateur de chaleur d'absorption est le rapport de flux de recirculation (le taux de circulation, F). Dans ce contexte, il serait important de connaître la plage de variation de ce paramètre. Tout d'abord, on peut remarquer selon la figure V.1 que l'augmentation de la température

de l'absorbeur entraîne l'augmentation de la concentration en absorbant (X_d) de la solution dans l'absorbeur, et par conséquent, le taux de circulation augmente.

La figure V.1 montre également une tendance positive non linéaire entre les deux variables, qui correspond à deux plages de dégazage ou à une différence de concentration entre la solution concentrée et la solution diluée ($\Delta X = X_c - X_d$) pour une température de source de chaleur allant de 323,15K à 373,15 K et deux valeurs de température ambiante minimales et maximales ($T_0, \min = 278.15$ K et $T_0, \max = 323.15$ K respectivement). Une grande plage de dégazage autour de 0.2 (20 %) est associée à une faible valeur du taux de circulation, tandis que la petite plage de dégazage autour de 0.02 (2 %) est liée à un taux de circulation élevé. Toutefois, lorsque le taux de circulation était supérieur à 24, la pente des lignes a changé pour atteindre des valeurs presque infinies, ce qui peut être considéré comme la limite de fonctionnement du cycle étudié du transformateur de chaleur à absorption. Selon les résultats rapportés dans la littérature, plus la plage de dégazage (différence de concentration) est grande, plus la force motrice pour le transfert de masse dans le générateur ou l'absorbeur est grande [26]. Par conséquent, ce paramètre (F) a une influence sur la conception de cette machine. Sa croissance entraîne une augmentation de la puissance absorbée de la pompe (voir les bilans énergétiques) et donc une diminution de la performance (comme c'est montré dans la figure suivante). On observe également que plus la température du condenseur est basse, plus la température d'absorption est élevée, de sorte que l'on peut conclure que la température du condenseur est un paramètre de fonctionnement contrôlable important (comme on le verra plus loin dans la figure V.4). Analysons maintenant le comportement de la machine en fonction de la variation de taux de circulation, en faisant varier F de 2 à 24 par un pas de 2 K et en fixant la température de condensation à $T_C = 303.15$ K.

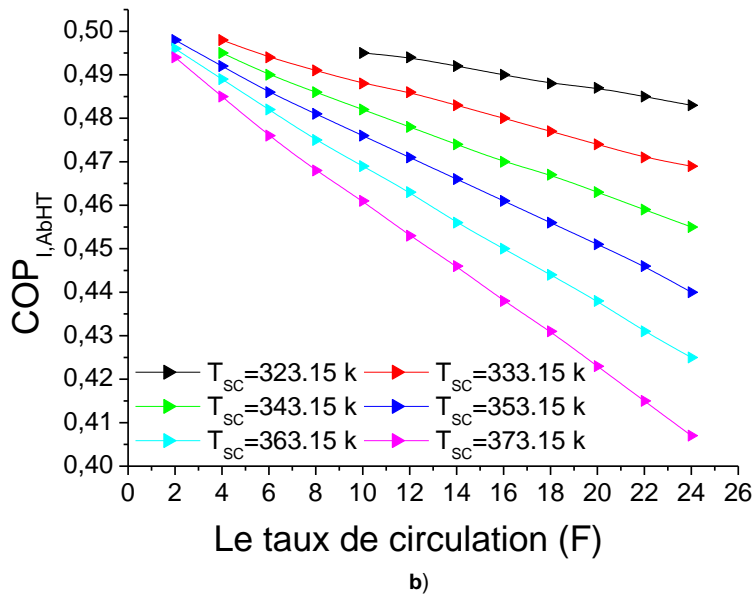
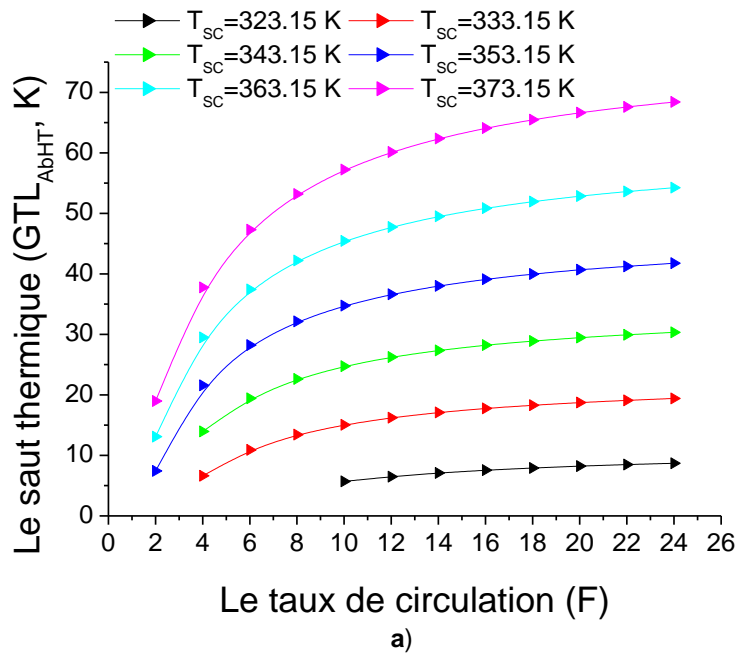


Figure V.2. L'évolution du saut thermique (a) et du COP énergétique (b) en fonction de taux de circulation (F).

Comme l'illustre la Fig. V.2, plus le taux de circulation est élevé, plus les températures valorisées (T_{U1}) avec leurs sauts thermiques respectifs sont élevées. Ces sauts thermiques varient dans les intervalles : 5.7 - 8.7 K, 6.6 - 19.4K, 13.9 -30.3 K, 7.4 - 41.8, 13.1 -54.2 K et 19 - 68.4 K pour les six valeurs différentes de la température de la source chaude situées dans l'intervalle (323.15 à 373.15 K) respectivement. Sur toutes ses plages, les sauts en question atteignent une valeur maximale et ne

changent presque pas pour les valeurs plus élevées du taux de circulation. Ceci signifie qu'à partir d'une certaine valeur de F , cette dernière n'a pas d'influence sur le saut thermique. Par conséquent, l'évolution de COP présente une diminution quasi-linéaire à mesure que la valeur de F augmente pour tous les cas envisagés. Ceci est dû au fait que, lorsque que le taux de circulation augmente, la concentration de la solution diluée X_d et, par conséquent, la température d'absorption augmente (lorsque les températures de désorption, d'évaporation et de condensation sont maintenues inchangées, le X_c ne varie pas avec le T_{U1}), ce qui entraîne une diminution de la capacité de chaleur à absorption au niveau de l'absorbeur et une diminution totale du COP. Ce résultat est en accord avec celui rapporté dans les littératures [25, 27,28 et 29].

La limite d'opération est observée dans les cas de trois source chaude ($T_{SC}=323.15$ K, $T_{SC}=333.15$ K et $T_{SC}=343.15$ K lorsque le taux de circulation est faible (c'est-à-dire une grande plage de dégazage autour de 20 %) et donc la concentration en absorbant dans l'absorbeur (X_d) devient plus faible et la température d'absorption (T_{U1}) serait inférieure à celle de l'alimentation (T_{SC}) (ce qui est impossible).

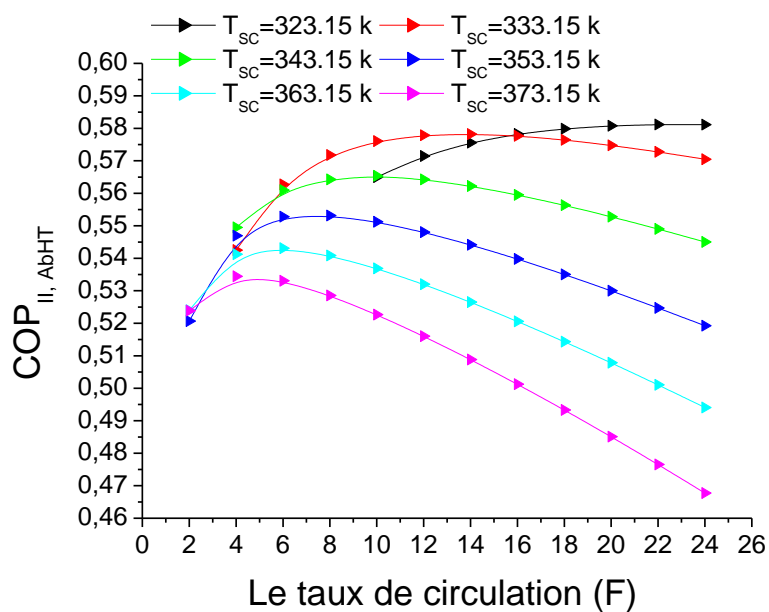


Figure V.3. L'évolution du coefficient de performance exergétique en fonction de taux de circulation (F).

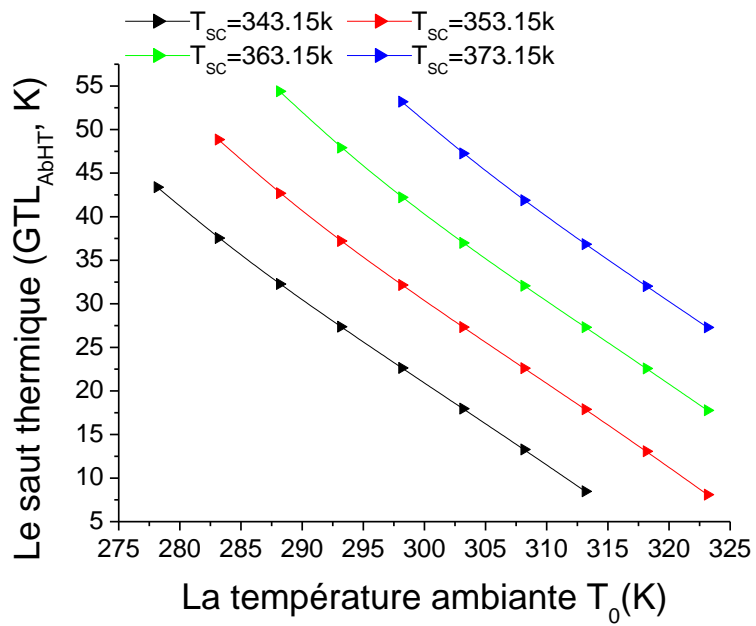
La variation du COP exergétique en fonction du taux de circulation à des températures constantes de la source disponible est présentée sur la Figure V.3. La courbe du COP exergétique est parabolique. Son maximum est situé dans l'intervalle de 14-22 du taux de circulation F pour les températures de la source d'alimentation situées dans l'intervalle 323.15 K - 333.15 K. Ce maximum est situé dans

l'intervalle de F égale à 6 - 10 pour les autres valeurs de la température de la source d'alimentation. Au delà du maximum, la valeur maximale de $COP_{II,AbHT}$ diminue avec l'augmentation de taux de circulation et de la température de la source de chaleur disponible. Par conséquent, la variation de $COP_{II,AbHT}$ en fonction de taux de circulation dépend aussi des valeurs de la température de la source chaude (c'est-à-dire la température d'alimentation du générateur et de l'évaporateur) ou le taux de diminution du $COP_{II,AbHT}$ est plus grand pour les températures de la source chaude élevées.

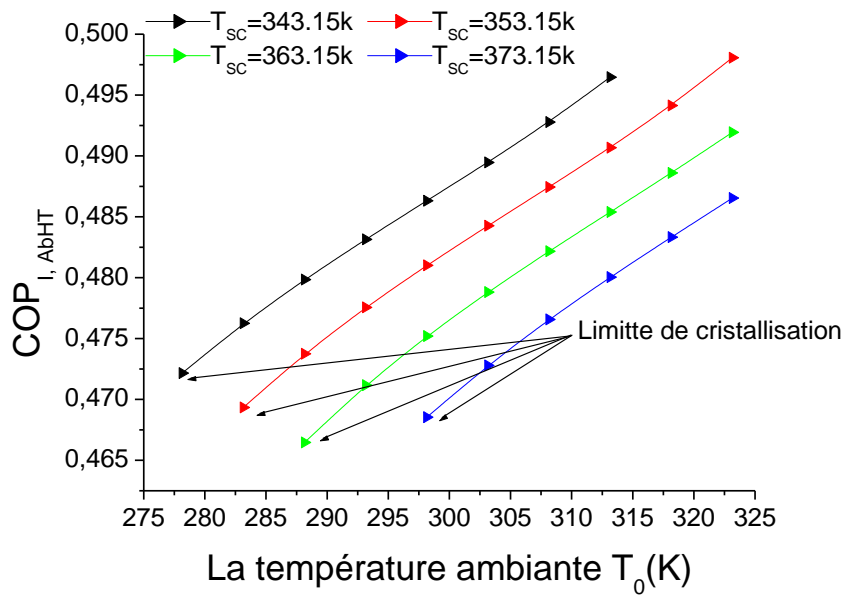
Au vu des résultats de l'analyse, il semble plus intéressant que les cycles de la thermo-transformation à absorption fonctionnent dans des intervalles de température bien limités. Par conséquent, une valeur moyenne du rapport de recirculation égale à 8 ($F = 8$) est adoptée (cela correspond à une plage de dégazage égale à 0.07 (7 %)). Il est observé que cette hypothèse fondée sur la base de la seconde loi de la thermodynamique peut couvrir seulement un certain intervalle d'opération de la température de la source chaude. Par exemple, à des températures d'évaporateur et de générateur de 323K, le cycle simple d'un thermo-transformateur à absorption fonctionne avec un taux de circulation de 10. Au-delà de cette valeur, le cycle ne peut pas fonctionner. Cette limite d'opération entraîne la réduction de cet intervalle de $T_{SC} = 343.15$ à 373.15 K.

V.1.1.2.2. Influence de la source ambiante (T_0)

Examinons maintenant le comportement de la machine en fonction de la variation de la source à température ambiante, en faisant varier T_0 de 278.15 K à 323.15 K par pas de 5 K. Quatre températures d'entrées des sources chaude ($T_{SC} = 343.15$ à 373.15 K) ont été envisagées. Précisons que, le taux de circulation est fixé à la valeur moyenne $F=8$.



a)



b)

Figure V.4. L'évolution du saut thermique (a) et du COP énergétique(b) en fonction de la température ambiante T_0 .

La figure V.4, présente les évolutions du saut thermique et de la performance de la machine en fonction de la température à l'entrée du condenseur (T_{C1}). On observe, une diminution quasi-linéaire

du saut thermique avec l'augmentation de la température d'entrée du condenseur pour les quatre cas envisagés. Tandis que, l'évolution du COP présente un profil linéaire (comme ceci est montré sur la Figure V.4 b)) de telle sorte que le COP augmente de façon inversement proportionnelle à la variation de saut thermique. Il est à noter que le profil de la variation du saut thermique et de la performance du cycle de la thermo- transformation à absorption en fonction de la température à l'entrée du condenseur est identique à celui rapporté dans [25]. Cette observation est due au fait que pour une température de la source chaude (T_{SC}) fixe et une température de source froide à température ambiante qui augmente, la pression de saturation dans le condenseur et dans le désorbeur augmente. Ceci conduit à une diminution de la concentration en absorbant (X_c) dans le désorbeur et par conséquent la concentration en absorbant (X_d) dans l'absorbeur diminue (F est maintenu fixe). Simultanément, la diminution de la concentration en absorbant de la solution dans l'absorbeur (X_d) entraîne la diminution de la température d'absorption, et par conséquent, la décroissance du saut thermique. Ces changements (variations) simultanées dans les concentrations en absorbant et sauts thermiques provoquent l'augmentation de la puissance thermique produite dans l'absorbeur (Q_{U1}), ce qui entraîne une augmentation du COP. Il est observé également qu'une source d'alimentation à température donnée peut couvrir seulement un certain intervalle d'opération de la condensation, ce qui est le cas de la température de la source chaude $T_{SC}=343.15$ K. Le cycle simple d'un thermo-transformateur à absorption fonctionne avec une température de condensation située dans l'intervalle $278.15 - 318.15$ K. Au-delà du seuil droit de l'intervalle soit 318.15 K, le cycle ne peut pas fonctionner.

La limite de fonctionnement est observée lorsque la valeur de la concentration en absorbant dans le générateur est proche de la courbe de cristallisation de LiBr pour les faibles valeurs de la température de condensation.

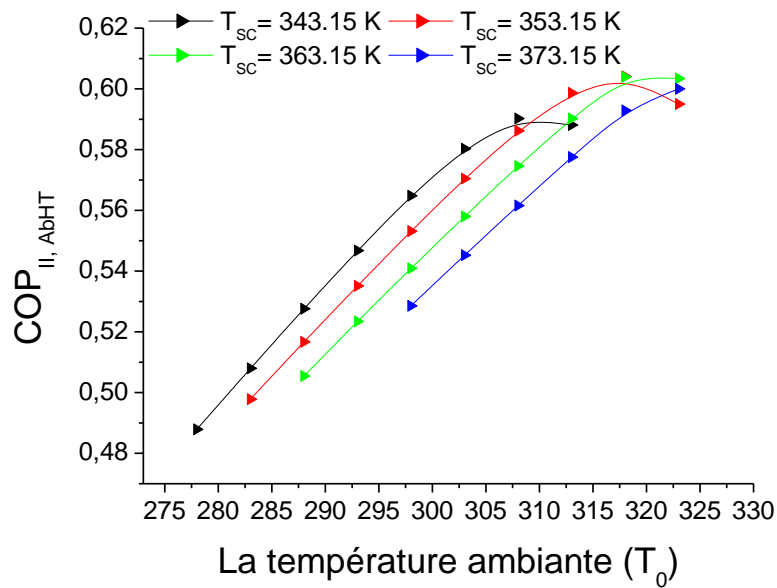
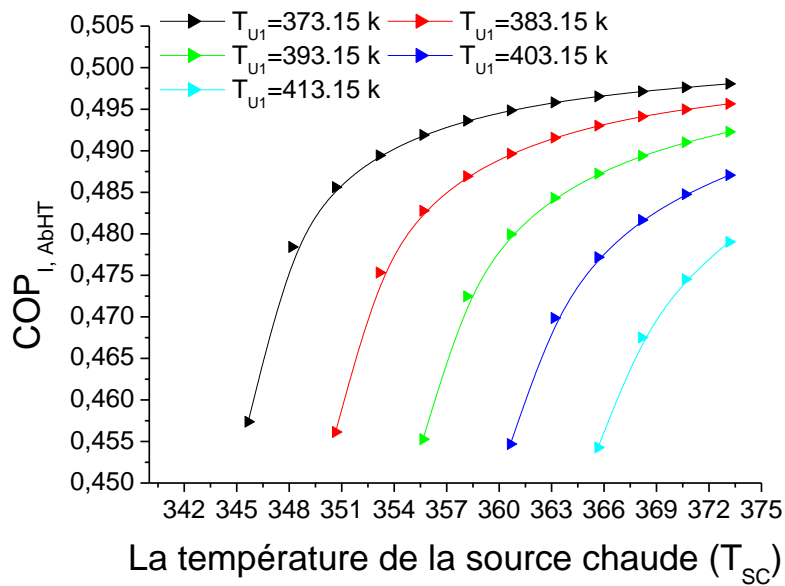


Figure V.5. Variation du coefficient de performance exergetique en fonction de la température ambiante.

La figure V.5, présente les évolutions de l'exergie de la machine ou le travail maximal qui peut être extrait d'une source de chaleur en fonction de la température de la source ambiante (T_0). Pour une température de source chaude (T_{sc}) fixe, elle montre que le $COP_{II, AbHT}$ présente un profil parabolique de telle sorte que ce facteur augmente de façon proportionnelle à l'augmentation de la température ambiante jusqu'à atteindre une valeur maximale. Au delà du maximum, la valeur maximale de $COP_{II, AbHT}$ pour chaque température d'alimentation commence à diminuer légèrement avec l'augmentation de la température ambiante. Ceci peut s'expliquer en partant de la formulation de $COP_{II, AbHT}$ qui est égal au COP multiplié par le facteur $(1-T_0/T_{U1}) / (1-T_0/T_{sc})$ lorsque le travail des pompes est négligeable en comparaison avec la puissance thermique de la source disponible. Avec l'augmentation de la température ambiante, la valeur du facteur $(1-T_0/T_{U1}) / (1-T_0/T_{sc})$ diminue, ce qui conduit à la diminution de $COP_{II, AbHT}$.

V.1.1.2.3. Influence de la température de la source chaude (T_{sc})

Analysons maintenant le comportement de la machine en fonction de la variation de la source chaude (T_{sc}), en faisant varier T_{sc} de 343.15 à 373.15 K par pas de 2.5 K et en fixant $T_0=298.15$ K. Plusieurs températures de la source froide (T_{U1}) ont été envisagées (de $T_{U1}= 373.15$ jusqu'à $T_{U1}= 413.15$):



a)

Figure V.6 a. L'évolution de COP énergétique en fonction de la température de la source chaude (T_{sc}).

L'effet de la température de la source d'alimentation (T_{sc}) sur la performance de l'AbHT est illustré sur les figures V.6. Pour une température d'absorption fixe, l'évolution du COP présente un profil parabolique de telle sorte que le COP augmente de façon inversement proportionnelle à la diminution du saut thermique jusqu'à atteindre une valeur maximale. Au-delà de ce maximum, le COP reste presque constant aux températures d'alimentation plus élevées (ou bien pour les faibles valeurs du saut thermique). Ceci signifie qu'à partir d'une certaine valeur de T_{sc} (de saut thermique), cette dernière n'a pas d'influence sur le COP. Ceci s'explique par le fait que de la température d'alimentation ou la température de l'évaporateur et du générateur augmente ce qui conduit à une augmentation de la pression maximale du système et entraîne une diminution de la concentration en absorbant (X_d) dans le l'absorbeur et du taux de circulation et par conséquent l'augmentation de la capacité thermique d'absorption et du COP. Un rapport des débits (F) plus faible se traduit par une capacité thermique d'absorption plus élevée et un COP plus élevé [1].

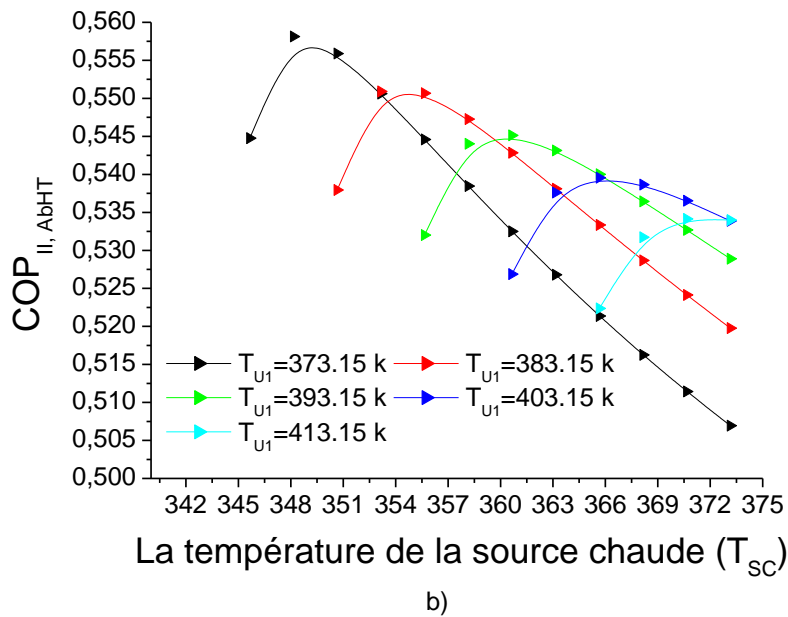


Figure V.6 b. L'évolution du coefficient de performance exergetique en fonction de la température de la source chaude à moyenne température (T_{SC}).

La valeur de $COP_{II, AbHT}$ augmente avec l'augmentation de la température de la source chaude jusqu'à un maximum, ensuite elle amorce une diminution importante. En plus, la diminution du $COP_{II, AbHT}$ devient plus importante pour les faibles températures d'absorption. Pour une température d'absorbeur constante, l'augmentation de la température de l'évaporateur et le générateur conduit à la diminution du facteur $(1-T_0/T_{U1}) / (1-T_0/T_{SC})$ ce qui conduit à une diminution de $COP_{II, AbHT}$. Par conséquent, la variation de $COP_{II, AbHT}$ en fonction de la température d'alimentation dépend des valeurs de la température du générateur et de la température du l'évaporateur qui expriment par quoi la variation de $COP_{II, AbHT}$ est la plus influencée.

V.1.1.2.4. Influence de la température de la source froide (T_{U1})

Examinons maintenant le comportement de la machine en faisant varier la température de la source froide (T_{U1}) par pas de 5 K sur un large intervalle qui commence par la valeur minimale d'absorption égale à la température de la source chaude $T_{U1, min}$ jusqu'à une valeur maximale $T_{U1, max}$ au-delà de cette température, le cycle ne peut pas fonctionner. Comme pour l'analyse des sources chaude et ambiante nous allons étudier quatre cas différents :

- cas n°1 : $T_{SC} = 343.15 \text{ K}$,
- cas n°2 : $T_{SC} = 353.15 \text{ K}$,
- cas n°3 : $T_{SC} = 363.15 \text{ K}$,
- cas n°4 : $T_{SC} = 373.15 \text{ K}$.

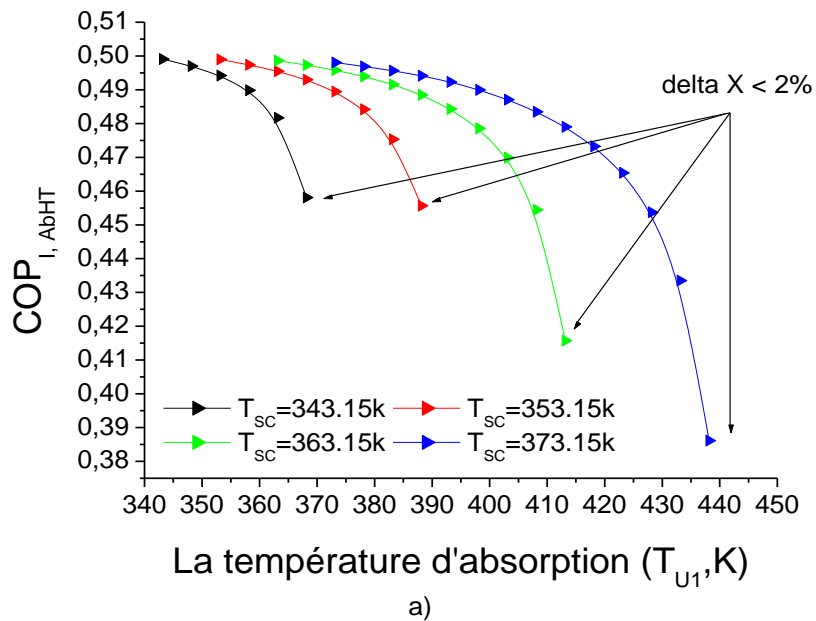


Figure V.7 a. L'évolution de COP énergétique en fonction des températures d'absorption (T_{U1}) et de la source chaude T_{sc}.

La figure V.7a montre que le COP du transformateur de chaleur à absorption diminue avec une tendance non linéaire avec l'augmentation de la température utile d'absorption pour les quatre différentes températures de la source chaude. Pour tous les cas envisagés, les COP les plus élevés avoisinent les 0,49. Il convient de noter que les plages de température utile d'absorption augmentent lorsque la température du capteur solaire augmente. Ceci dit que les intervalles de variation des températures d'absorption s'élargissent. Cependant, les tendances de performances restent quasiment inchangées. Comme on peut le voir, toute augmentation de la température d'absorption au-dessus de T_{U1} = 363K pour une température du capteur solaire T_{sc} égale 343.15K, T_{U1} = 383K pour T_{sc} = 353.15 K, T_{U1} = 408K pour T_{sc} = 363.15K et T_{U1} = 423 K pour T_{sc} = 373.15K, entraînera une baisse plus prononcée du COP. Ceci s'explique par le fait que l'augmentation de la température d'absorption entraîne l'augmentation de la concentration en absorbant dans l'absorbeur (X_d), et par conséquent, le taux de circulation augmente, ce qui entraîne une diminution de la capacité de chaleur à absorption au niveau de l'absorbeur et une diminution totale du COP.

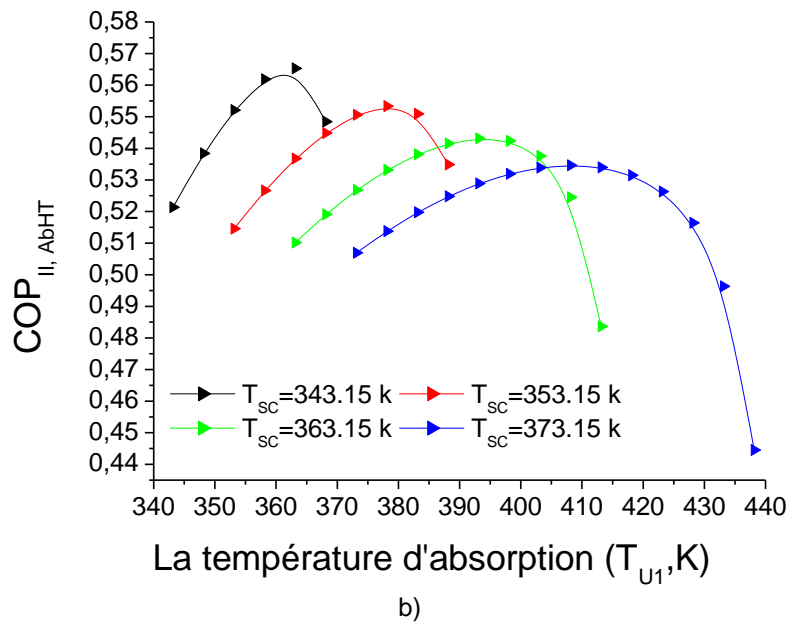


Figure V.7 b. L'évolution du COP exergetique en fonction des températures d'absorption (T_{U1}) et de la source chaude T_{sc} .

La variation de $COP_{II, AbHT}$ en fonction des températures d'absorption (T_{U1}) et de la source chaude T_{sc} est représentée sur la Figure V.7b. La forme de la courbe représentant la variation de $COP_{II, AbHT}$ est parabolique avec un maximum situé dans l'intervalle de saut thermique entre 20K et 40 K. La valeur maximale de $COP_{II, AbHT}$ diminue avec l'augmentation de la température de la source chaude disponible et du saut thermique. Ces résultats (figures V.6 et V.7) sont en parfait accord avec ceux rapportés dans [30].

V.1.2. Les transformateurs de chaleurs à adsorption

Les connaissances sur le cycle du transformateur de chaleur à adsorption sont très mal développées dans la littérature, ce qui rend plus difficile la validation de la méthode de calcul.

V.1.2.1. Influence du choix de couple réactif

Pour les systèmes de pompes à chaleur à adsorption, le choix du couple réactif est très important et est fonction de certaines caractéristiques physiques et chimiques, de la complexité du système et des contraintes environnementaux. En effet, plusieurs couples ont été utilisés dans ce type de machine. Les matrices ou lits utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux [31]. Ces derniers sont caractérisés par leurs grande capacité d'adsorption fonction de la structure microporeuse

de la surface, qui peut être décrite par plusieurs paramètres tels que : la surface spécifique, la taille, la distribution des pores,...etc.

L'autre élément du couple est l'adsorbat (réfrigérant) constitué de molécules de petite taille. Selon [32], l'identification et le choix de ce dernier sont basés sur des critères thermodynamiques (pression de saturation,..), techniques (la stabilité avec l'adsorbant, la solidification et la toxicité) et écologiques. Dans la présente étude quatre couples ont été sélectionnés pour la revalorisation de l'énergie thermique par un thermo-transformateur à adsorption, à savoir : la zéolite 13X/eau, le charbon actif/méthanol, le charbon actif fibre/méthanol et le gel de silice/eau.

L'étude comparative de ces différents couples réactifs est réalisée par l'application de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A) reformulée par Wang et al. [33]. Cette équation qui exprime la concentration en fonction de la température et la pression et prend en considération la capacité d'adsorption et les températures de fonctionnement du cycle. Elle est exprimée par l'expression suivante :

$$x(T, p) = \rho_a(T) * \omega_0 * \exp \left[-D * (T_{ads} * \ln \frac{P_s(T_{ads})}{P}) \right]^n \quad (V.1)$$

Où

x : la concentration de l'adsorbat par rapport à l'adsorbant en kg adsorbat/ kg adsorbant,

ρ_a : la densité d'adsorbat (Kg/m^3),

ω_0 : la capacité d'adsorption maximale,

D et n : sont des paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat,

P_s : la pression de saturation correspondant à la température d'adsorption (T_{ads}),

et P : la pression de saturation de l'adsorbat.

Cette équation à été modifiée par Wang et al. [33] comme suit:

$$x = x_{max}(T) * \exp \left[-K * \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right) \right]^n \quad (V.2)$$

Avec : T_s : la température de saturation du réfrigérant ($^{\circ}\text{K}$),

x_{max} : la concentration maximale d'adsorption (Kg/Kg) à la température T , ($^{\circ}\text{K}$),

et K : coefficient qui dépend du couple utilisé et ne dépend pas de la température.

Les valeurs de K , n et x_{max} sont indépendants de la température et sont rapportées dans le tableau V.1

Ainsi, les isothermes d'adsorption sont déterminées avec un minimum de données [31]. Ces paramètres sont principalement spécifiés par des laboratoires de recherche et varient selon la construction et le traitement appliqués aux adsorbants [34].

Tableau V.3. Principaux paramètres de l'équation reformulée du modèle Dubinin.

Couple réactif	x_{max}	K	n	Référence
Zéolite 13X/eau	0.302	4.4	2	[35]
Charbon actif/méthanol	0.45	13.38	1.5	[36]
Charbon actif fibre/méthanol	0.662	10.95	1.31	[37]
Gel de silice/eau	0.35	10.51	1.7	[38]

La variation de la température d'adsorption du cycle (T_{U2}) pour les différents couples réactifs envisagés en fonction de la température d'alimentation (T_{U1}) est représentée sur le tableau V.4 a) et b). L'influence de cette dernière sur le comportement de l'adsorbent est déterminante et est directement liée à la performance de la machine considérée.

Table V.4. La variation de la température d'adsorption en fonction de la température de la source chaude pour les différents couples réactifs.

a) La température d'adsorption à $\Delta x = 0.01 \text{ Kg/Kg}$ et $T_0 = 298.15$ pour différents couples de travail

La température de générateur	Zéolite 13X /Eau	Gel de silice /Eau	Charbon actif /Méthanol	Charbon actif fibre / Méthanol
363.15	544.9	466.9	447.6	458
368.15	552.4	473.3	453.7	464.3
373.15	559.9	479.7	459.9	470.6
378.15	567.5	486.2	466	476.9
383.15	575	492.6	472.2	483.2
388.15	582.5	499	478.4	489.5
393.15	590	505.5	484.5	495.8
398.15	597.5	511.9	490.7	502.1
403.15	605	518.3	496.9	508.4

b) La température d'adsorption à $\Delta x = 0.03 \text{ Kg/Kg}$ pour différents couples de travail

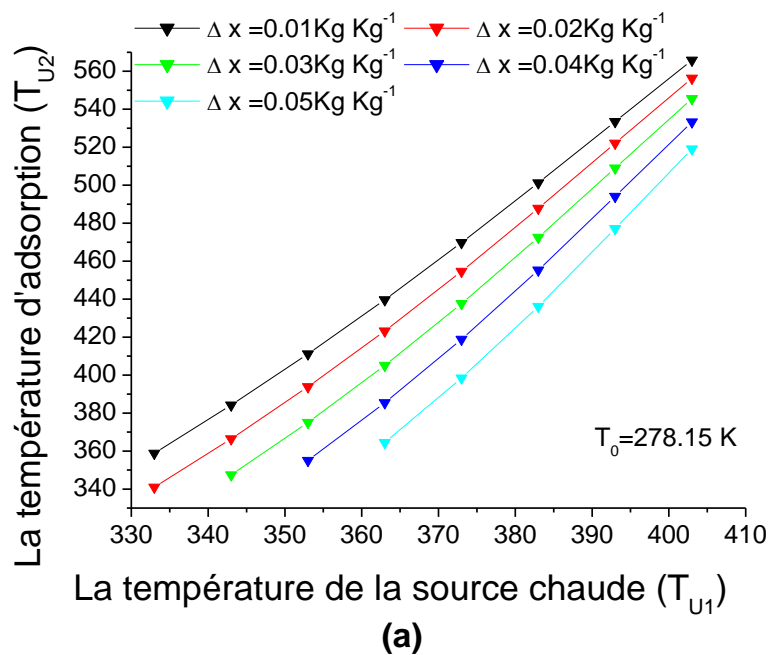
La température de générateur	Zéolite 13X /Eau	Gel de silice /Eau	Charbon actif /Méthanol	Charbon actif fibre / Méthanol
363.15	377.1	393.3	398.3	411.9
368.15	382.3	398.7	403.8	417.5
373.15	387.5	404.1	409.3	423.2
378.15	392.7	409.5	414.7	428.9
383.15	397.9	415	420.2	434.5
388.15	403.1	420.4	425.7	440.2
393.15	408.3	425.8	431.2	445.9
398.15	413.5	431.2	436.7	451.6
403.15	418.7	436.6	442.2	457.2

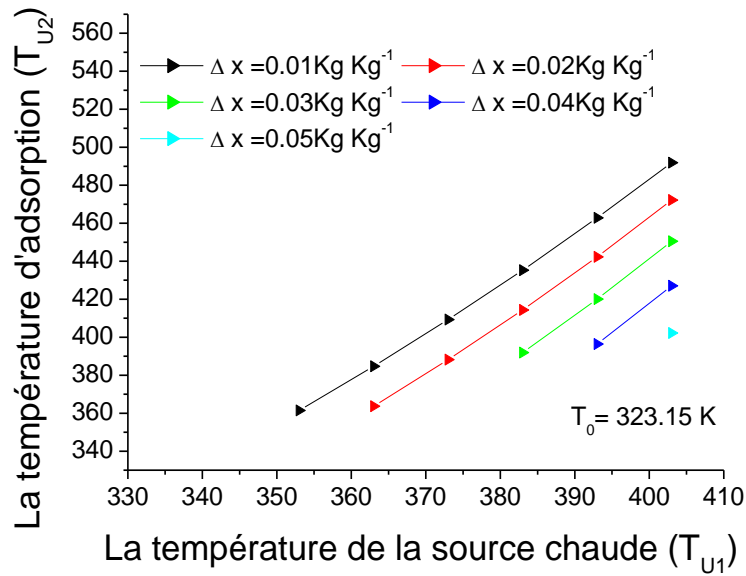
Donc, on constate aussi que l'augmentation de la température de la source chaude (la température de la désorption) entraîne une augmentation de la température de l'adsorption ceci d'une part. D'autre part,

l'augmentation de la concentration nette entraine une diminution de la température de l'adsorbeur pour tous les couples proposés.

L'analyse des résultats obtenus montre aussi que le couple zéolite-eau est le candidat le plus favorable. Pour de faibles capacité d'adsorption ($\Delta x=0.01\text{Kg/Kg}$), le couple zéolite-eau permet d'obtenir des températures relativement élevées de l'ordre de 575 K avec des températures de désorption allant de 373 à 383K. Tandis que le couple gel de silice-eau permet d'atteindre des températures d'adsorption de l'ordre de 493K. Ces températures sont au dessus de 483K pour le charbon actif et le charbon actif fibre pour les memes conditions de fonctionnement.

En plus de l'influence de la température de la source chaude et les caractéristiques thermo physiques de la zéolite, il existe un autre critère déterminant dans le choix de cette dernière en qualité d'adsorbant. Il s'agit du critère économique qui veut que le prix des zéolites est très bas sur le marché mondial en plus de sa stabilité par rapport à l'eau et aux autres réfrigérants tel que le méthanol.





(b)

Figure V.8. Variation de la température d'adsorption (T_{U2}) du couple zéolite 13X/eau en fonction des températures de la source chaude (T_{U1}) et du milieu environnant.

Comme le montre la figure V.8, il est possible d'atteindre des températures d'adsorption élevées lorsque la température du milieu extérieur ou les températures du condenseur sont beaucoup plus basses. Il apparaît également que la température de condensation a une influence sur la température de la source chaude (T_{U1}). Elle limite la plage de variation de la température de la source chaude, c'est-à-dire que pour chaque température de condensation existe une limite ou une température de source extrêmement chaude limitant le fonctionnement du cycle.

V.1.2.2. Influence des conditions de fonctionnement sur la performance

V.1.2.2.1. Influence de la masse cyclée (le changement de la concentration nette)

Tout d'abord, il serait important de connaître la plage de variation de ce paramètre. Donc on commence cette analyse de sensibilité en faisant fixer la température de la source ambiante à une valeur de $T_0=298.15$ et en faisant varier la température de la source froide à haute température (T_{U2}) par pas de 5k sur un large intervalle qui commence par la valeur minimale d'adsorption $T_{U2, \min}$ égale à la température de la source chaude $T_{U1, \min}=373.15K$ et continue jusqu'à la valeur maximale $T_{U2, \max}=528.15K$. Au-delà de cette température, le cycle ne peut pas fonctionner. Plusieurs températures pour la source chaude (T_{U1}) sont envisagées. Voici les cinq cas étudiés :

- cas n°1 : $T_{U1} = 373.15K$;
- cas n°2 : $T_{U1} = 383.15K$;
- cas n°3 : $T_{U1} = 393.15K$;
- cas n°3 : $T_{U1} = 403.15K$;

- cas n°3 : $T_{U1} = 413.15K$.

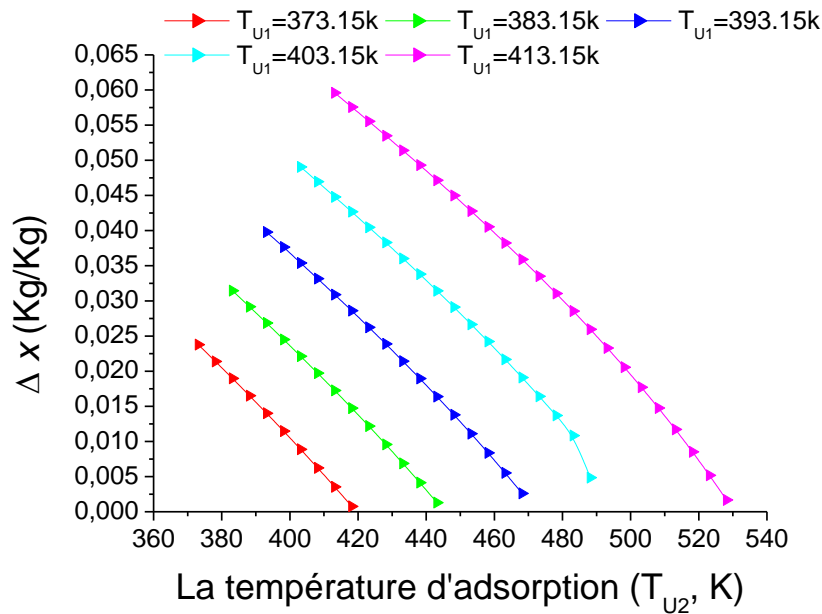


Figure V.9. La variation de la concentration nette en fonction des températures d'adsorption (T_{U2}) et de la source chaude (T_{U1}).

Selon la figure (V.9) le changement de la concentration nette de l'eau devient plus faible pour les grandes valeurs de T_{U2} . Ceci s'explique par le fait que lorsque les températures de désorption (T_{U1}) et de condensation (T_{C2}) sont maintenues inchangées, le x_p ne varie pas avec le T_{U2} mais le x_r diminue avec l'augmentation de T_{U2} , ce qui entraîne une diminution de la concentration nette Δx , et par conséquent, la capacité de chaleur à adsorption au niveau de l'adsorbent et la performance diminuent (comme on le verra plus loin sur la figure V.10 et V.16).

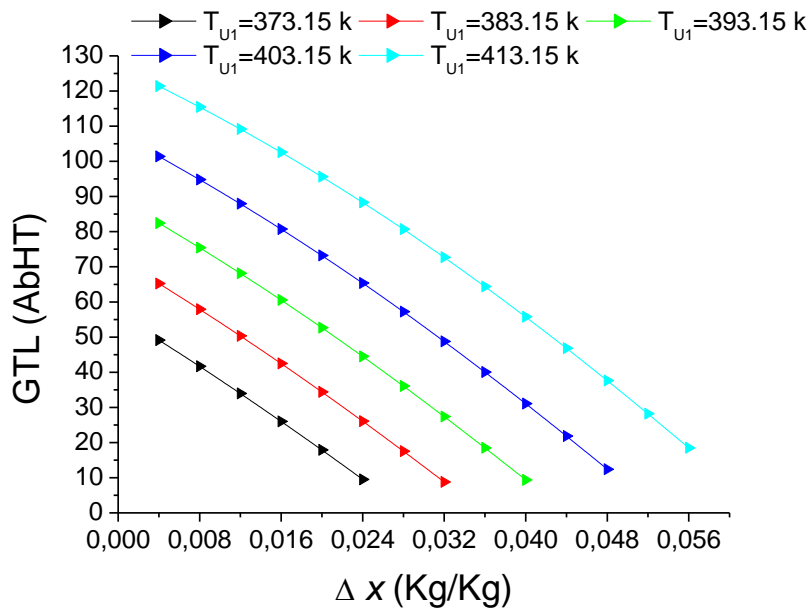
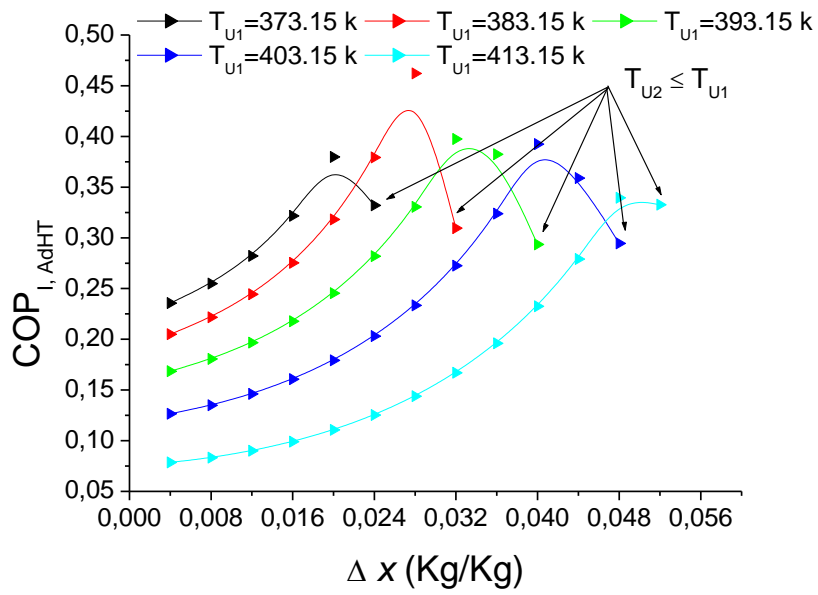
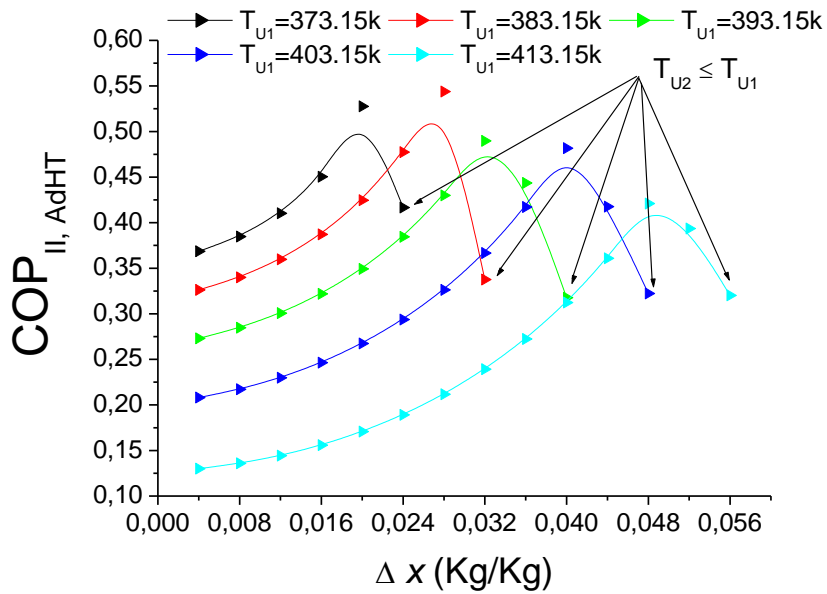


Figure V.10. La variation du saut thermique en fonction de la concentration nette et de la température de la source chaude (T_{U1}).

D'après la figure (V.10), on peut bien voir la variation du saut thermique pour les différentes concentrations nettes. Ces courbes éclairent bien l'influence de cette dernière sur la température valorisée d'adsorption, qui est liée directement à la quantité d'eau initialement contenu dans la zéolithe $x_i=f(T_{U2}, P_{U2})$ (voir les équations IV.75 et V.1). Cette dernière est une fonction de la température d'adsorption. Donc on peut dire que les taux élevés d'eaux contenus dans la zéolithe sont obtenus avec des faibles températures d'adsorption.



a)



b)

Figure V.11. Variation a) du coefficient de performance énergétique et b) du coefficient de performance exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la concentration nette et de la température de la source chaude (T_{U1}).

La figure V.11 montre que l'augmentation de la concentration nette entraine l'augmentation du coefficient de performance énergétique et exergetique dans tous les cas envisagés de températures d'alimentaion $T_{U1}=373.15 - 413.15$ K. Cette augmentation continue jusqu'à des valeurs maximales de

Δx_{\max} égales à 0.02, 0.028, 0.032, 0.04 et 0.048 Kg/Kg pour les températures de la source d'alimentation (T_{U1}) égales à 373.15, 383.15, 393.15, 403.15 et 413.15 K respectivement. Ensuite c'est la décroissance qui s'en suit avec l'augmentation de la concentration.

Ce comportement peut être justifié par le fait qu'après une certaine valeur de la masse cyclée, la concentration riche en adsorbant x_r ne sert qu'à diminuer la température d'adsorption du lit jusqu'à une valeur inférieure à celle de l'alimentation (T_{U1}) (ce qui est impossible dans le cas de la thermo-transformation), ce qui entraîne une diminution de la performance énergétique et exergetique. Néanmoins la chaleur fournie par l'adsorbant devient de plus en plus importante (voir figure V.20). En revanche, elle induit une forte augmentation de la chaleur de désorption de l'eau Q_{G2} , du fait que Q_{G2} et Q_{U2} sont directement proportionnelles à la masse cyclée Δx . Nous pouvons constater que Δx dispose d'un effet non seulement sur la capacité d'adsorption Q_{U2} mais aussi sur la capacité de désorption Q_{G2} .

La masse cyclée Δx est une variable qui doit être bien choisie et optimisée. D'une façon générale, sa valeur est déterminée de sorte à obtenir une meilleure performance dans la plage de fonctionnement choisie où le processus d'adsorption est assuré à des niveaux de températures considérés. Dans cet égard, une valeur moyenne de la concentration nette égale à 0.034 Kg/Kg est adoptée. Cependant cette hypothèse ne couvre pas tout l'intervalle de la source d'alimentation du cycle d'adsorption affiché dans le Tableau V.1, ce qui entraîne la réduction de cet intervalle de $T_{U1} = 393.15$ à 413.15 K.

V.1.2.2.2. Influence de la température de la source ambiante (T_0)

Analysons maintenant le comportement de la machine en fonction de la température du milieu environnant (T_0) dans l'intervalle $T_0 = 278.15 - 323.15$ K. Plusieurs températures de la source chaude (T_{U1}) sont envisagées :

- cas n°1 : $T_{U1} = 393.15$ K ;
- cas n°2 : $T_{U1} = 403.15$ K ;
- cas n°3 : $T_{U1} = 413.15$ K ;

Les figures (V.12) et (V-13a et b) montrent l'effet de la température de condensation respectivement, sur la température valorisée au niveau de l'adsorbant (le saut thermique) et sur la performance du cycle de la thermo transformation à adsorption ($COP_{I, AdHT}$ et $COP_{II, AdHT}$) en fonction de la température d'alimentation T_{U1} .

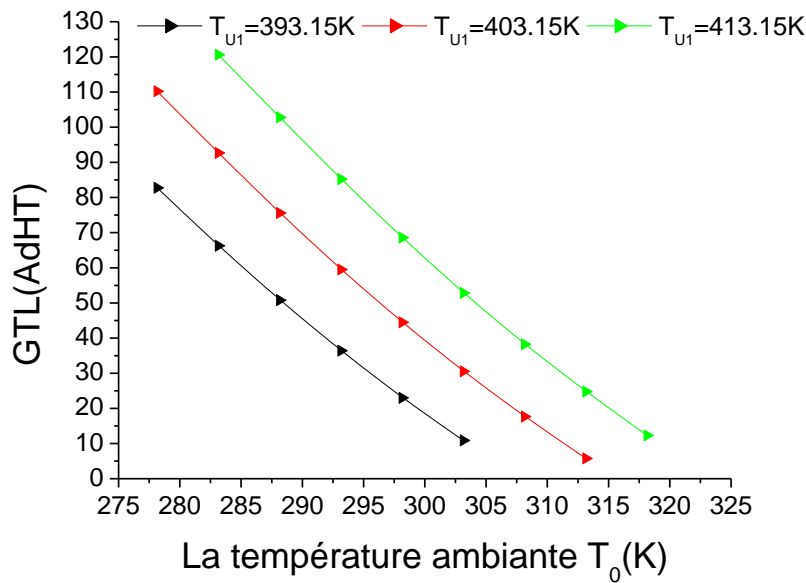


Figure V.12. La variation du saut thermique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures du milieu environnant T_0 et d'alimentation T_{U1} .

En fixant Δx et en faisant varier T_{C2} et T_{U1} , le saut thermique du système d'adsorption diminue avec l'augmentation de la température de condensation T_{C2} , ceci peut être interprété par le fait que l'augmentation de T_{C2} entraîne une augmentation de la pression de saturation qui correspond à cette température $P_b = f(T_{C2})$. Ceci provoque une augmentation de la masse de l'eau désorbée et de la concentration en adsorbat $x_p = f(T_{C2}, P_b)$, impliquant une augmentation de la concentration en adsorbat $x_r = f(T_{U2}, P_h)$ lorsque la masse cyclée (Δx) est maintenue inchangée. Ces changements combinés dans les concentrations en adsorbat provoquent la diminution de la température d'adsorption produite à l'adsorbeur T_{U2} et par conséquent, la quantité de chaleur d'adsorption dégagée au niveau de l'adsorbeur (Q_{U2}) se verra croître, ce qui conduit à l'augmentation du COP (ce qui est clair sur les Figures V.13 a et V.20). La limite d'opération est observée lorsque la valeur de la température utile produite dans l'adsorbeur (T_{U2}) est proche de la température de la source froide (T_{U1}), ce qui n'est pas l'objectif de la thermo-transformation à sorption.

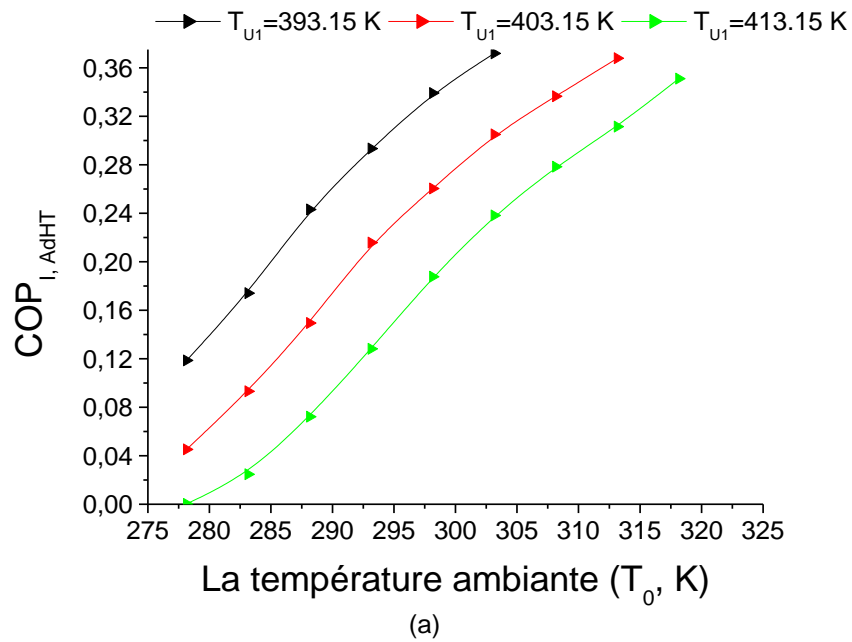


Figure V.13 a. L'évolution du coefficient de performance énergétique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures du milieu environnant T_0 et d'alimentation T_{U1} . Compte tenu de la figure (V.13b), le $COP_{II, AdHT}$ présente un profil parabolique de sorte que le $COP_{II, AdHT}$ augmente de façon proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation jusqu'à ce qu'il atteigne une valeur maximale. Cette dernière correspond aux valeurs de T_0 à 298.15 K, 308.15 K et 313.15 K pour les trois températures d'alimentations considérées $T_{U1} = 393.15$, 403.15 et 413.15 respectivement. Au-delà de ce maximum, le $COP_{II, AdHT}$ diminue.

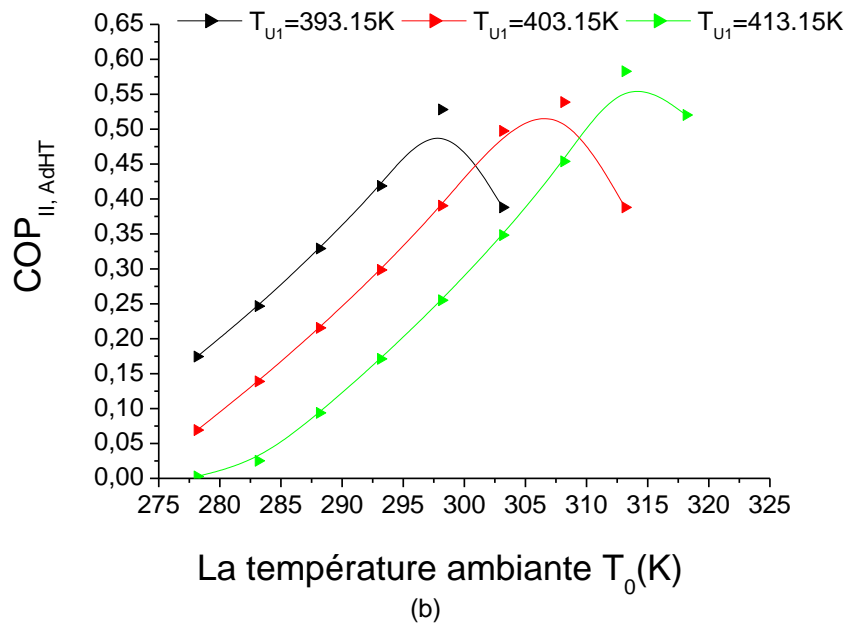


Figure V.13 b. L'évolution de la performance exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures du milieu environnant T_0 et d'alimentation T_{U1} .

V.1.2.2.3. Influence de la température de la source chaude (T_{U1})

L'influence de la température de la source chaude ou source d'alimentation (T_{U1}) sur le comportement du $COP_{I, AdHT}$ et $COP_{II, AdHT}$ est effectuée, en faisant varier cette température (T_{U1}) de 393.15 K à 423.15 K par pas de 2.5K et en fixant la température du milieu environnant $T_0=298.15$ K. Plusieurs valeurs de la température du puits de chaleur valorisée T_{U2} sont considérées:

- cas n°1 : $T_{U2} = 423.15$ K ;
- cas n°2 : $T_{U2} = 433.15$ K ;
- cas n°3 : $T_{U2} = 443.15$ K ;
- cas n°4 : $T_{U2} = 453.15$ K.

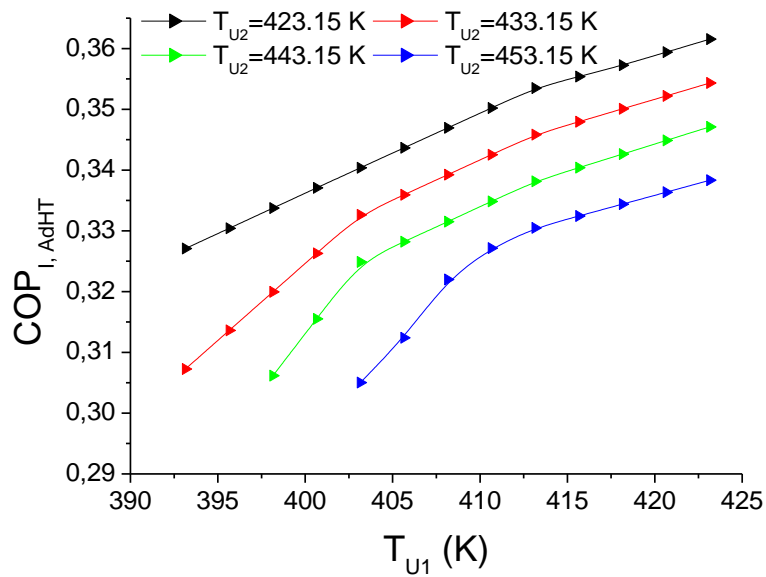


Figure V.14. L'évolution de la performance énergétique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures d'alimentation T_{U1} et du puits de la chaleur valorisée T_{U2} .

La figure V.14 représente la variation du coefficient de performance en fonction des températures d'alimentation T_{U1} et du puits de la chaleur valorisée T_{U2} . Dans les conditions de fonctionnements envisagées, on constate qu'une augmentation de la température d'alimentation (T_{U1}) ou la température de l'évaporateur (T_{E2}) et du générateur (T_{G2}) entraîne une augmentation du coefficient de performance. Ceci s'explique par le fait que l'augmentation la température du générateur et de l'évaporateur conduit à une diminution de la concentration en adsorbat $x_p = f(P_{C2}, T_{G2})$ ce qui implique une augmentation de la concentration nette (Δx) et par conséquent, des augmentations de la capacité thermique d'adsorption Q_{U2} produit au niveau de l'adsorbeur et du COP du système sont enregistrées.

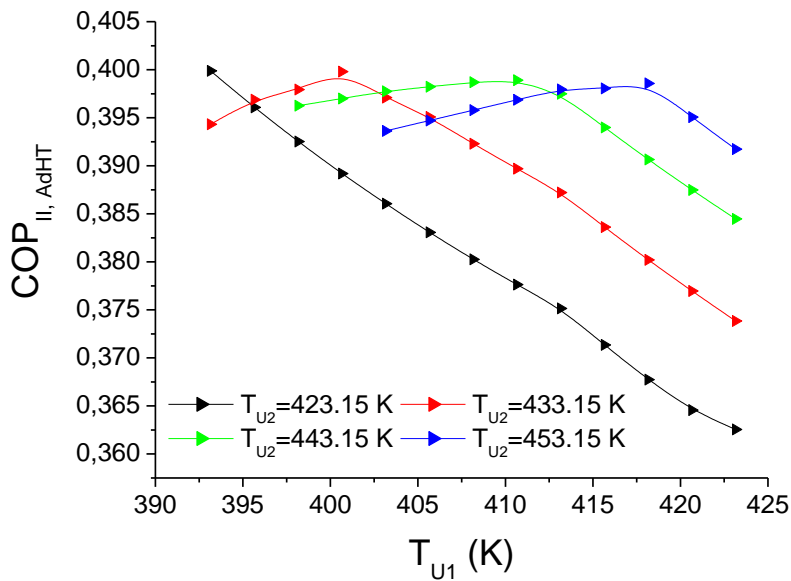


Figure V.15. L'évolution de la performance exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures d'alimentation T_{U1} et du puits de la chaleur valorisée T_{U2} .

On en constate aussi que la performance exergetique de la machine augmente avec la croissance de la température d'alimentation T_{U1} pour chaque température fixe du puits de la chaleur valorisée T_{U2} . Il atteint une valeur maximale pour toute les valeurs T_{U2} mise à part $T_{U2} = 423.15$.

V.1.2.2.4. Influence de la température de la source froide (puits de la chaleur valorisée) (T_{U2})

Analysons maintenant le comportement de la machine en fonction de la température du puits de la chaleur valorisée T_{U2} dans l'intervalle 393.15 - 483 K par pas de 10 K et en fixe la température du milieu environnant $T_0 = 298.15$. Plusieurs températures de la source d'alimentation (T_{U1}) sont considérées:

- cas n°1 : $T_{U1} = 393.15$ K ;
- cas n°2 : $T_{U1} = 403.15$ K ;
- cas n°3 : $T_{U1} = 413.15$ K ;
- cas n°4 : $T_{U1} = 423.15$ K.

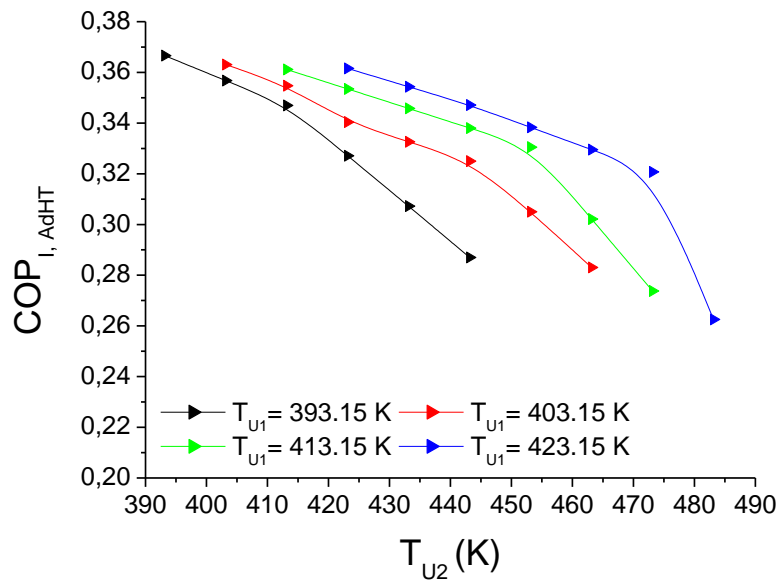


Figure V.16. L'évolution de la performance énergétique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures du puits de la chaleur valorisée T_{U2} et d'alimentation T_{U1} .

La Figure V.16 présente la variation du COP en fonction de la température du puits de la chaleur valorisée au niveau de l'adsorbeur (T_{U2}). Pour chaque température fixe de la source d'alimentation le COP diminue avec la croissance de la température du puits de la chaleur valorisée T_{U2} . Ceci s'explique par le fait que lorsque les températures de désorption (T_{U1}) et de condensation (T_{C2}) sont maintenues inchangées, la x_p ne varie pas avec le T_{U2} mais la x_f (P_{E2} , T_{U2}), diminue avec l'augmentation de T_{U2} , ce qui entraîne une diminution de la concentration nette Δx , et par conséquent la capacité de chaleur à adsorption au niveau de l'adsorbeur (Q_{U2}) et le COP diminuent. La tendance de l'évolution de la performance du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source froide semble assez proche de celle rapportée dans [39].

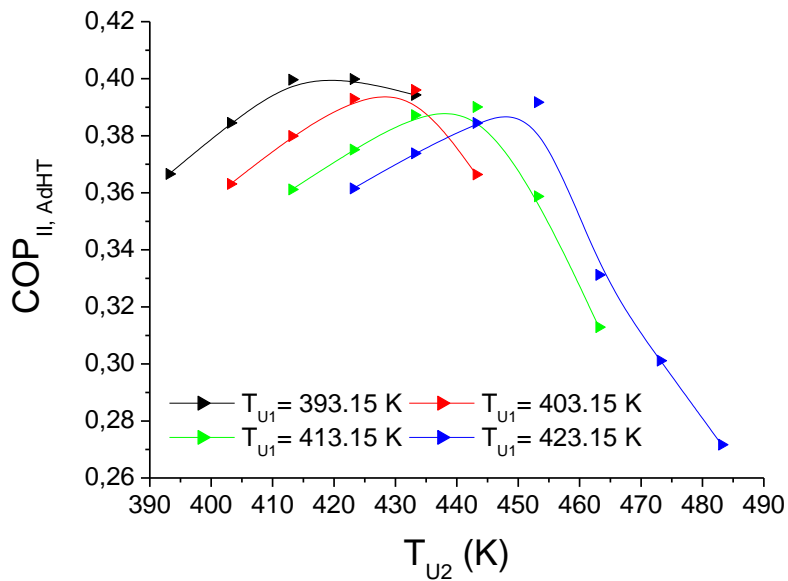


Figure V.17. L'évolution de la performance exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction des températures du puits de la chaleur valorisée T_{U2} et d'alimentation T_{U1} .

La forme de la courbe représentant la variation de $COP_{II, AdHT}$ en fonction des températures du puits de la chaleur valorisée T_{U2} est parabolique avec un maximum noté pour un GTL égale à 40 K. Au delà du maximum, la valeur de $COP_{II, AdHT}$ diminue avec l'augmentation de la température du puits de la chaleur valorisée T_{U2} et du GTL.

V.1.3. Le cycle de Joule

V.1.3.1. Influence du choix de fluide moteur

Une étude de présélection de deux fluides monophasiques gazeux l'air ambiant et l'hélium (H_2) a été réalisé à partir du modèle établie auparavant et présenté dans la section IV.2.3.1. Cette dernière nous a permis de comparer l'évolution des critères d'optimisation (rendement thermique) en fonction des variables de décision ($T_H, \eta_{is,C}$ et $\eta_{is,T}$) considérées pour chaque fluide. Cette comparaison a permis de ressortir les résultats représentés dans le tableau V.5

Tableau V. 5. La variation de l'efficacité thermique du cycle de Brayton en fonction de la température de la source chaude

a) Le rendement du cycle de Brayton avec l'air comme fluide moteur						
T_H (K)	sans régénération			avec régénération (0.9)		
	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.7$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.8$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.9$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.7$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.8$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.9$
453.15	-0,57	-0,22	0,0153	-0,609	-0,235	0,017
458.15	-0,52	-0,19	0,024	-0,577	-0,217	0,0282
463.15	-0,47	-0,172	0,032	-0,548	-0,2	0,039
468.15	-0,436	-0,153	0,039	-0,521	-0,184	0,049
473.15	-0,4	-0,136	0,047	-0,494	-0,168	0,06
478.15	-0,37	-0,122	0,052	-0,471	-0,155	0,069
483.15	-0,342	-0,108	0,057	-0,448	-0,141	0,079
488.15	-0,317	-0,096	0,062	-0,427	-0,128	0,088
493.15	-0,295	-0,085	0,067	-0,406	-0,116	0,093
498.15	-0,275	-0,075	0,071	-0,387	-0,104	0,105
503.15	-0,256	-0,066	0,075	-0,368	-	0,114

b) Le rendement thermique du cycle de Brayton avec l'hélium comme fluide moteur						
T_H (K)	sans régénération			avec régénération (0.9)		
	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.7$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.8$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.9$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.7$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.8$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.9$
453.15	-0,57	-0,22	-0,144	-0,609	-0,235	-0,084
458.15	-0,52	-0,19	-0,111	-0,577	-0,217	-0,069
463.15	-0,47	-0,172	-0,083	-0,548	-0,2	-0,055
468.15	-0,436	-0,153	-0,06	-0,521	-0,184	-0,042
473.15	-0,4	-0,136	-0,04	-0,494	-0,168	-0,03
478.15	-0,37	-0,122	-0,022	-0,471	-0,155	-0,017
483.15	-0,342	-0,108	-0,007	-0,448	-0,141	-0,005
488.15	-0,317	-0,096	0,005	-0,427	-0,128	0,0065
493.15	-0,295	-0,085	0,016	-0,406	-0,116	0,018
498.15	-0,275	-0,075	0,026	-0,387	-0,104	0,029
503.15	-0,256	-0,066	0,036	-0,368	-0,093	0,038

Pour un rendement isentropique de compression et de détente supérieur à ($\eta_{is,T} = \eta_{is,C} = 0.9$), c'est-à-dire un compresseur et une machine de détente très performants. La machine à cycle de Joule (Brayton) fonctionnant avec de l'hélium n'est pas opérationnelle qu'à partir des valeurs de la température de la source chaude supérieure à 488 K, ce qui est justifié par le signe négatif de l'efficacité du cycle de Joule. Pour des valeurs supérieure à 488 K, le cycle de Joule fonctionnant avec de l'hélium accuse de faibles rendements par rapport à celui fonctionnant avec de l'air atmosphérique. Ce dernier constat permet d'éviter l'utilisation de l'hélium comme fluide moteur dans ces conditions.

V.1.3.2. Influence des conditions de fonctionnement sur l'efficacité du cycle

Les résultats représentés dans le tableau éclaircissent également l'effet des rendements isentropiques de la compression et de la détente et de la source chaude sur le fonctionnement de la machine. On observe que la machine de Brayton est opérationnelle uniquement pour les rendements isentropiques

de compression et de détente supérieur à ($\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.9$), c'est-à-dire que cette machine est tributaire de compresseur et machine de détente très performants pour les deux fluides sélectionnés. Plus encore, au dessous de ($\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.9$), le cycle de Brayton n'est pas opérationnelle. En outre, le signe négatif de l'efficacité de cycle de Joule signifie qu'il serait impossible de produire du travail mécanique (électrique) dans ces conditions retenues.

L'évolution de du rendement thermique du cycle de Joule (Brayton) en fonction de la température de la source chaude est représentée également dans le tableau V.5. Il est y a lieu de noter que le rendement thermique augmente considérablement avec la croissance de température de la source chaude ce qui est en parfaite concordance avec la deuxième loi de la thermodynamique. Un autre constat et pas des moindres est révélé au cours de la présente étude concerne la plage de fonctionnement de la machine de Joule utilisant l'air comme fluide moteur. Il en résulte que le cycle est opérationnel à partir des températures d'évaporation supérieur à 453 K.

V.1.4. Le cycle de Rankine organique

V.1.4.1. Influence du choix de fluide moteur

Dans la présente étude, des fluides comme le SES36 et l'hexane ont été choisis en raison de leurs propriétés thermo-physiques, sécuritaires et environnementales. De plus, les autres critères comme le niveau de la température de la source chaude (moyenne température) adoptée pour les deux fluides choisis ainsi que leurs propriétés thermodynamiques déjà établies dans la plupart des logiciels de propriétés ont eux aussi convoité ce choix.

Tableau V.6. Comparaison de différentes propriétés des fluides moteurs pour ORC
Propriétés thermodynamiques et données de sécurité

Fluide de travail	La masse molaire (Kg/Kmol)	Point critique	Courbe de saturation vapeur	ODP	GWP(100)
SES36	184.45	177.4°C-28.4bar	séchant	0	0
n-Hexane	86.18	234.6°C- 30.10bar	séchant	0	0

Par ailleurs, la présélection a permis de réaliser une comparaison entre les différents fluides de travail sélectionnés ci-dessus et enfin le choix du fluide adéquat et le cycle de fonctionnement le plus favorable.

Table V.7. La variation de l'efficacité thermique du cycle de Rankine organique en fonction de la température de la source chaude

T_B (K)	Le cycle de Rankine organique souscritique			Le cycle de Rankine organique supercritique		
	$\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.7$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.8$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.9$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.7$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.8$	$\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.9$
453.15	0.202	0.237	0.2660	0.134	0.159	0.183
458.15	0.212	0.245	0.279	0.235	0.273	0.311
463.15	0.217	0.251	0.285	0.276	0.319	0.361
468.15	0.226	0.261	0.296	0.315	0.363	0.411
473.15	0.23	0.266	0.302	0.318	0.367	0.415
478.15	0.237	0.274	0.311	0.334	0.385	0.435
483.15	0.24	0.278	0.315	0.348	0.400	0.453
488.15	0.245	0.284	0.321	0.36	0.414	0.468
493.15	0.247	0.2856	0.3236	0.371	0.427	0.482
498.15	0.248	0.286	0.324	0.378	0.435	0.491
503.15	0.245	0.283	0.321	0.384	0.441	0.498

Les résultats de la présélection sont représentés dans le tableau (V.7). Il en ressort que pour les deux fluides moteur proposés, il est possible de faire fonctionner le cycle de Rankine organique dans les conditions de fonctionnement considérées avec des valeurs maximales du rendement thermique dans la zone supercritique avec le fluide moteur SES36.

Pour le cycle ORC l'analyse de la figure (V.18) a révélé qu'il serait possible de produire du travail mécanique sur toute la plage de la température proposée.

L'analyse des tracés des puissances mécaniques spécifiques obtenues par le cycle ORC en fonction de la température de la source chaude (T_B) pour des rendements isentropiques de détente et de compression supérieures à $\eta_{is,T} = \eta_{is,P} = 0.9$, permet d'en déduire que le cycle sous critique de Rankine organique utilisant l'hexane comme agent thermique est plus performant que le cycle supercritique utilisant le SES36. Ce qui permet d'éviter l'utilisation de SES36 comme fluide moteur dans ces conditions.

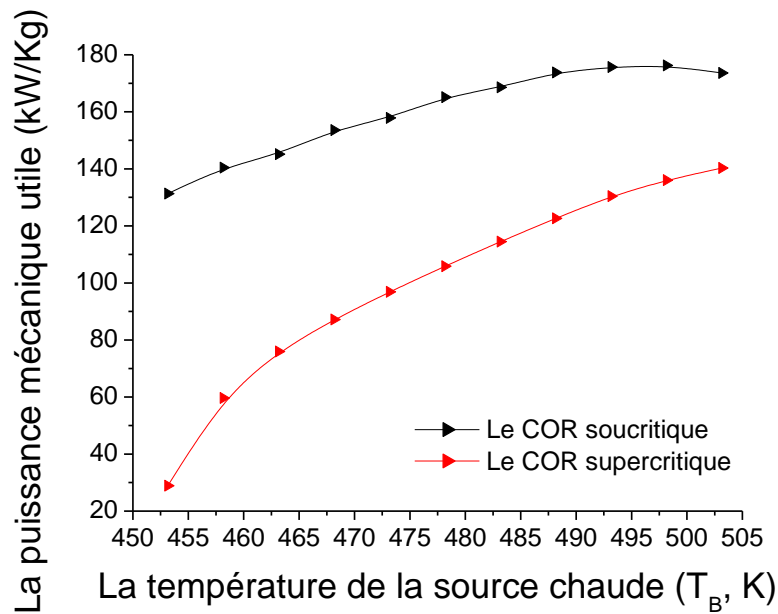


Figure V.18. Variation de la puissance mécanique spécifique du cycle ORC en fonction de la température de la source chaude pour les deux fluides sélectionnés.

V.1.4.2. Influence des conditions de fonctionnement sur l'efficacité du cycle

Les résultats la présélection représentés par le tableau V.7 éclaircissent également l'effet de la température de la source chaude (T_B) et les rendements isentropiques de la compression et la détente sur le rendement thermique de cycle sous critique de Rankine Organique. Pour ce cycle le rendement thermique est proportionnel à la température de la source chaude et les rendements isentropiques de la compression et la détente. Ce constat est identique à celui du cycle supercritique où les valeurs maximales du rendement thermique sont présentées par le cycle supercritique utilisant le SES36.

V.2. Comparaison quantitative des deux installations énergétiques proposées

Afin de vérifier les conditions de fonctionnement optimales, une comparaison quantitative des performances des deux installations a été effectuée. Commençons cette étude comparative en faisant varier la température de la source chaude (T_{sc}) et en fixant la température du milieu environnant ($T_0 = 298.15$), du taux de circulation ($F=8$) et de la concentration nette ($\Delta x=0.034\text{Kg/Kg}$). Les rendements isentropiques de la détente et de la compression des deux cycles de conversion sont égaux à 0.9.

Étant donné que le but de l'utilisation du système de la thermo-transformation est d'avoir une température utile valorisée (T_U) la plus importante, qui dépend de la quantité de l'énergie valorisée (Q_U) (capacité thermique ab / ad-sorber). Une étude de sensibilité paramétrique a été appliquée à cet effet. Le modèle mathématique révèle que la quantité d'énergie mise en valeur dépend des températures de l'ab/ad-sorber, du condenseur, de l'évaporateur et du générateur et d'autres paramètres de fonctionnement comme le taux de circulation F et la différences des concentrations Δx).

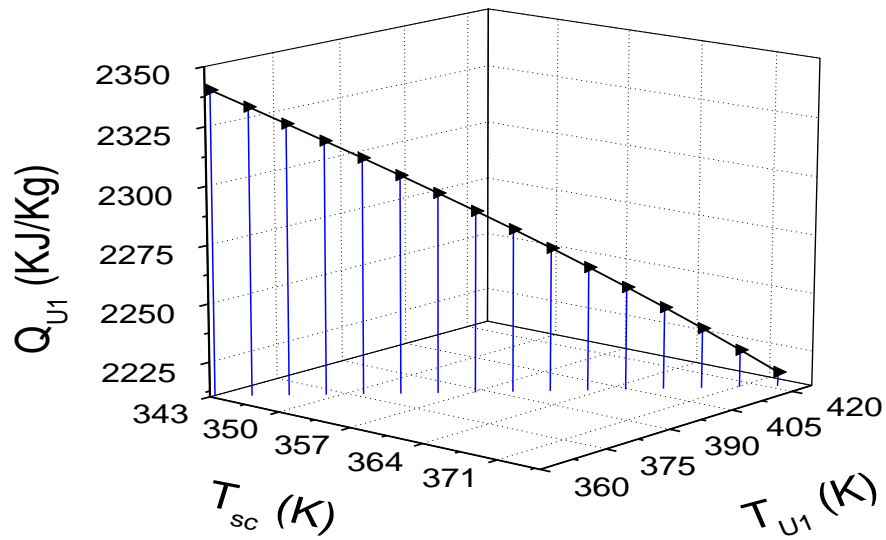


Figure V.19. Variation de la chaleur valorisée (Q_{U1}) par le transformateur de chaleur à absorption en fonction des températures d'absorption utile (T_{U1}) et du capteur solaire (T_{sc}).

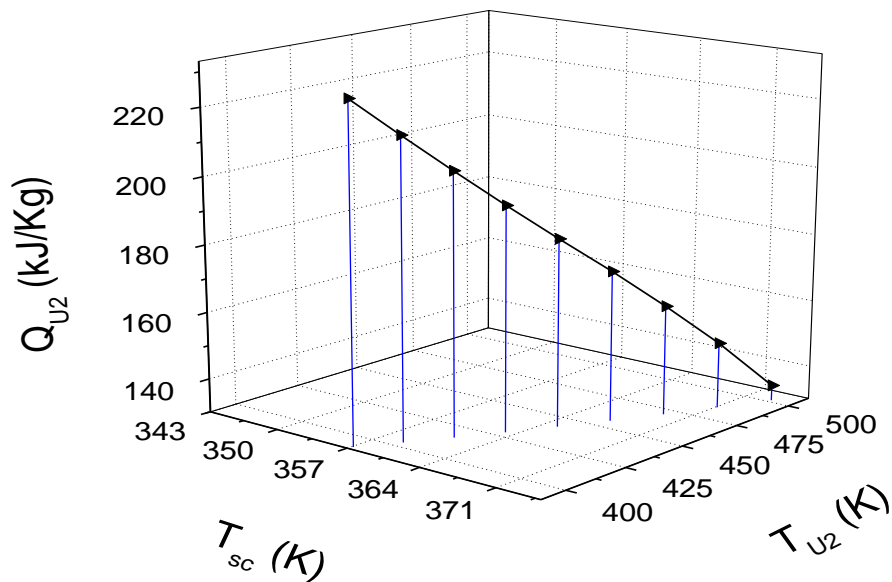


Figure V.20. Variation de la chaleur valorisée (Q_{U2}) par le transformateur de chaleur à adsorption en fonction des températures d'adsorption utile (T_{U2}) et du capteur solaire (T_{sc}).

Les figs.V.19 et V.20 montrent l'évolution des chaleurs mises en valeur par les transformateurs de chaleur à absorption et adsorption respectivement en fonction des températures de la source de chaleur (T_{SC}) et et des températures au niveau de l'absorbeur et l'adsorbeur respectivement. Comme la montre la fig V.19, plus la température de la source de chaleur n'est élevée, plus la température d'absorption utile (T_{U1}) et les sauts thermiques correspondants (GTL_{AbHT}) sont élevées. Il est clair que lorsque le GTL augmente, la capacité de chaleur de l'absorbeur (Q_{U1}) et la performance diminuent. Ceci est conforté par les résultats obtenus par diverses équipes de recherche [27,28].

Comme le montre la fig V. 20 le profil de la variation de Q_{U2} est similaire à celui du Q_{U1} présenté sur la figure V.19. On en déduit que la quantité de chaleur livrée par l'adsorbeur au système de production de micro puissance diminue avec l'augmentation du GTL_{AdHT} . De plus, il convient de mentionner qu'au dessous de $T_{SC} = 357.15$ K, le transformateur de chaleur à adsorption n'est pas opérationnel. Ce seuil correspond à la température d'alimentation du générateur (G_2) et de l'évaporateur (E_2) $T_{U1} = 391.84$ K.

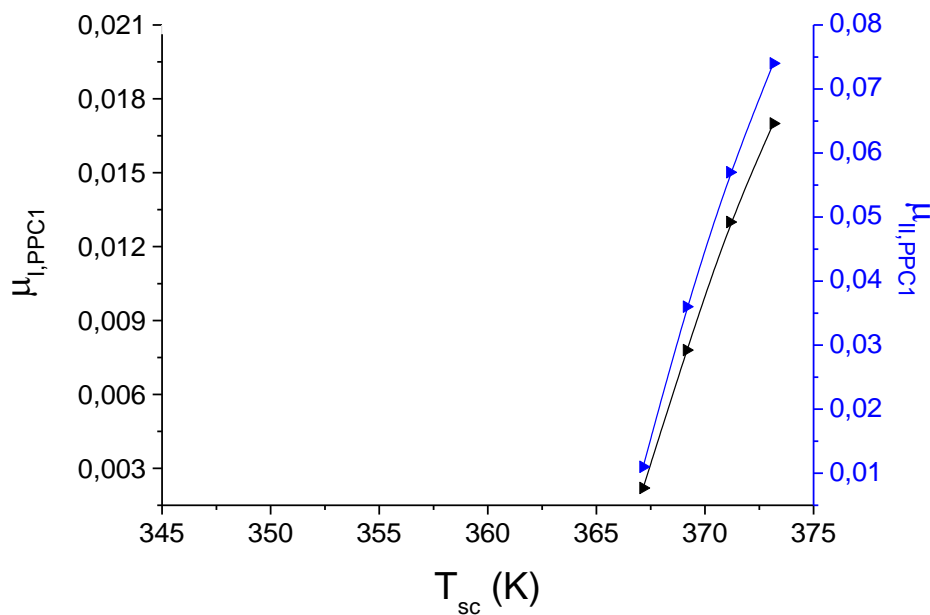


Figure V.21. L'évolution des rendements énergétiques et exergétique global de la première configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}).

L'évolution des rendements énergétique et exergétique globale de la première configuration d'installation énergétique renfermant le cycle Joule est représentée sur la figure V.21. Il en découle que les deux courbes augmentent avec l'augmentation de la température de la source chaude (T_{SC}). Les deux rendements énergétique et exergétique atteignent à $T_{SC}=373.15$ k leurs valeurs maximales égales à 1.7% et 7.4% respectivement. Plus encore, au dessous de $T_{SC} = 367.15$ k l'installation est non

opérationnelle ce qui correspond à une température de réchauffeur (T_H) supérieure égale à 455.89 K. En outre, la figure V.22 signifie qu'il serait impossible de produire des puissances électriques au-dessous de $T_{SC}= 367.15K$. Cependant, Au delà de cette valeur, il serait possible de produire de la puissance électrique comprise entre 0.25 kWe et 7.35 kWe (avec un débit du fluide de travail égal à 1kg/s) et avec des rendements énergétiques et exergétiques globales correspondants se situent respectivement dans les fourchettes de 0.22% à 1.7% et de 1.1% à 7.4% pour un intervalle de température d'alimentation (T_{SC}) entre 367.15K et 373.15K, ce qui ne peut pas satisfaire dans la plage de puissance envisagée (15 kWe).

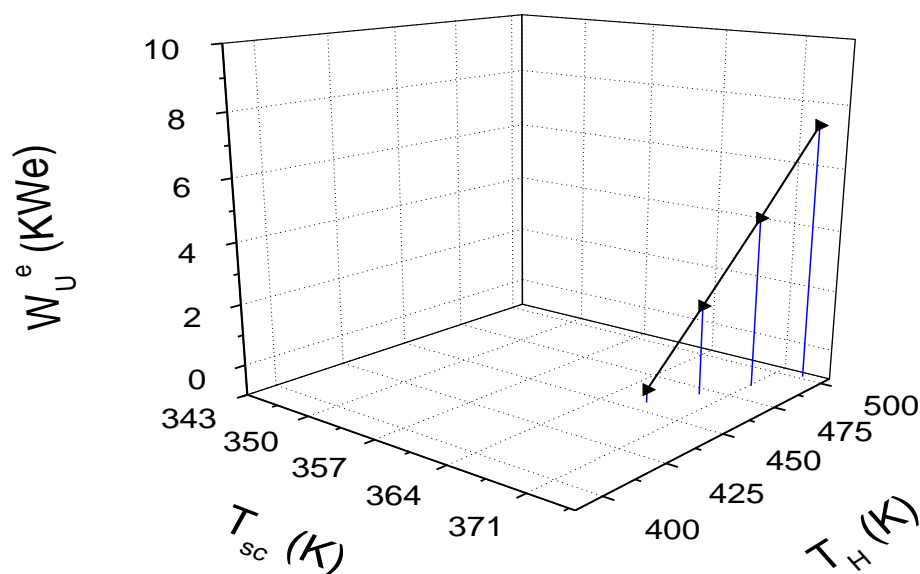


Figure V.22. L'évolution de la puissance électrique spécifique de la première configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}).

D'après les figures V.23 et V.24, il serait possible de produire de puissance électrique sur toute la plage de température adoptée dans les hypothèses. En effet, l'analyse prédit un intervalle de puissance électrique entre 72 kWe et 190 kWe (pour un débit massique du fluide moteur égal à 1kg/s) avec des rendements énergétiques et exergétiques globales de l'installation correspondants se situent respectivement dans les fourchettes de 4.9% à 6.5% et de 10.7% à 14.1% pour un intervalle de température d'alimentation (T_{SC}) entre 357.15K et 373.15K. En outre, les même figures montrent que, dans le cadre des hypothèses considérées, la deuxième configuration permet de satisfaire les besoins en électricité dans la gamme de puissance envisagée (15kWe) à partir des faibles températures du capteur solaire.

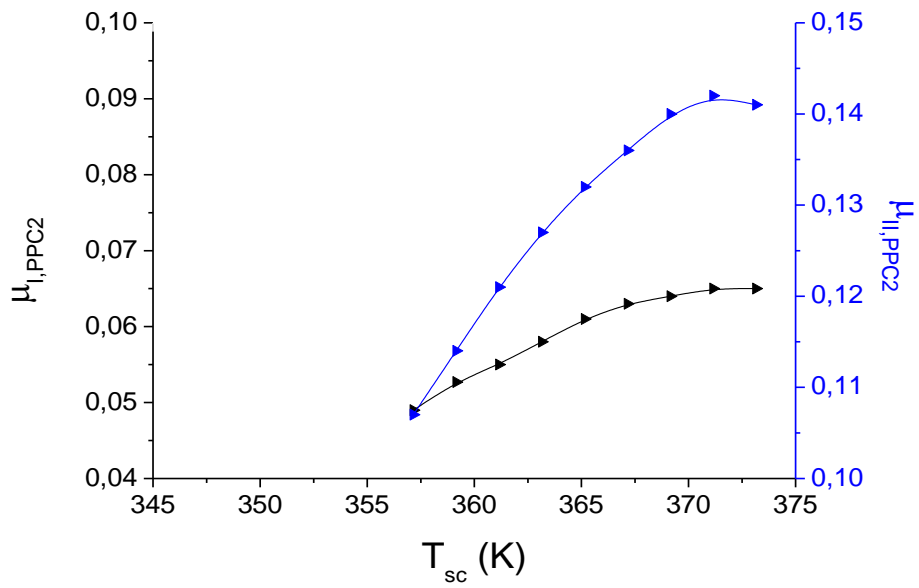


Figure V.23. L'évolution des rendements énergétiques et exergétiques global de deuxième configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{sc}).

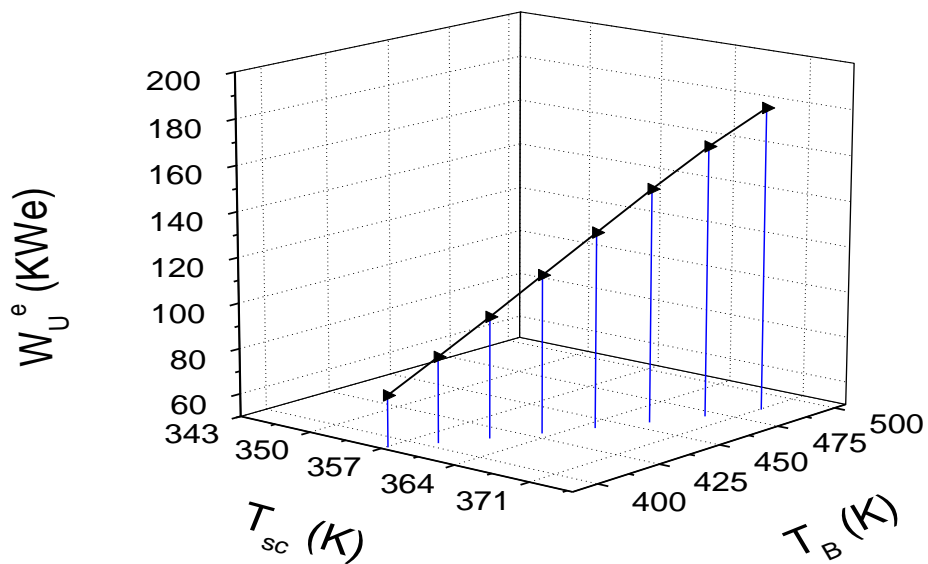


Figure V.24. L'évolution de la puissance électrique spécifique de la deuxième configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{sc}).

Conclusion

L'objectif de ce chapitre est de conduire une analyse thermodynamique des deux configurations d'îlots énergétiques proposées. Pour la prédiction et l'évaluation des performances et pour l'élaboration de stratégies de contrôle. Un axe d'analyse peut être basé sur une approche thermodynamique, et en particulier énergétique et exergetique, à la fois au niveau de chaque sous système et pour son optimisation globale. De plus, la compréhension et l'optimisation de ces systèmes (le thermo-transformateur à absorption et à adsorption, le cycle de Joule et le cycle de Rankine Organique) requièrent des connaissances approfondies notamment sur les phénomènes couplés de changement de phase et de transferts de chaleur et de masse et sur le comportement énergétique du système. Le choix du couple de sorption est également un point important puisqu'il détermine les performances du système et les conditions de fonctionnement. Toutefois, ce choix peut engendrer des contraintes tels que le niveau de pression, la compatibilité fluide/paroi ou encore la cristallisation de la solution absorbante. Pour conclure, l'analyse thermodynamique des deux configurations d'îlots énergétiques proposées a permis d'identifier la faisabilité de la deuxième configuration d'installation énergétique en fonction des combinaisons des conditions opératoires optimisées afin de contrôler le niveau de puissance produit, qui peut satisfaire les besoins en puissance électrique de 15kWe à partir d'un capteur solaire thermique considérés comme étant un réservoir de chaleur de faible potentiel.

Références bibliographiques

- [1] Ilhami Horuz and Bener Kurt. Absorption Heat Transformer and an Industrial Application. *Renewable Energy* 35(2010), pp. 2175-2188.
- [2] R.A. Macriss, J.M. Gutraj et T.S. Zawacki, Absorption fluid data survey, NTIS(1988), Springfield
- [3] R.A. Macriss et T.S. Zawacki, Absorption fluid data survey. 1989 update, NTIS(1989), Springfield.
- [4] P. Holmberg, T. Berntsson, Alternative working fluids in heat transformers. *ASHRAE Trans* 96(1990):pp. 1582–9.
- [5] T. Nokanishi, Industrial high temperature heat pump for waste heat recovery, Conference on New Energy Conservation Technologies and Their Commercialisation(1981), Berlin, Germany.
- [6] H. Watanabe, Absorption type heat pump now in practical use, Conference on New Energy Conservation Technologies and Their Commercialisation (1981), Berlin, Germany.
- [7] V.M. Kripalani, S.S. Murthy, M.V.K. Murthy, Performance analysis of a vapour absorption heat transformer with different working fluid combinations. *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4, No. 3(1984), pp 129-140.
- [8] L. Suhr, P. Paikert, H. Bokelmann, Operational experience with an industrial-scale heat transformer, Proc. Of the Int. Workshop on Heat transformer and Storage, Ispra, Italy(1985), pp 381-393.
- [9] G. Grossman, Heat and mass transfer in film absorption, *Handbook of Heat and Mass Transfer*, Vol. 2, Gulf publishing company, Houston, USA (1986), pp 211-257.
- [10] K. Mashimo, Overview of heat transformer in Japan, *Heat pumps: Prospects In Heat Pump Technology and Marking*, Florida, USA(1987), pp 271-285.
- [11] K.M. Berntsson, T. Berntsson, P. Franck, P. Holmberg, E. Wallin, Learning from experiences with heat transformers in industrial processes, *CADDET*(1989), sittard, The Netherlands.
- [12] J. Yin, L. Shi, M.S. Zhu , L.Z. Han, Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations. *Appl. Energy* 67(3):(2000), pp. 281–92.
- [13] A. Rojey, G. Cohen, J.P. Cariou, Heat transformers: present state of a new technology, *IMech E*, Vol. 197A, No. 12(1983), pp 71-77.
- [14] A. Ertas, P. Gandhidasan, J.J. Luthan, Feasibility study of ammonia-water vapour absorption heat transformer, *ASME Trans.*, Vol. 109 (1987), pp. 96-100.
- [15] I.M. Ismail , Upgrading of heat through AHT. *International Institute of Refrigeration*, 18(7), (1989), pp. 439–446.
- [16] A. Sozen, Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature. *Renew Energy* 29(4):(2004), pp. 501–15.
- [17] A. Sozen and E. Arcaklioglu, Exergy analysis of an ejector– absorption heat transformer using artificial neural network approach”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27(2007), pp. 481–491.

- [18] D. Colorado, J.A. Hernandez, W. Rivera, H. Martinez and D. Juarez, Optimal operation conditions for a single-stage heat transformer by means of an artificial neural network inverse”, *Applied Energy*, Vol. 88, No.4 (2011b), pp. 1281 – 1290.
- [19] S. Kherris, D. Zebbar, M. Makhoulf, M. Akermi, Study and analysis of ammonia-water absorption heat transformer. *Wulfenia journal* Vol. 20, No2 (2013), pp.35-42. (ISSN: 1561- 882X).
- [20] C.Z. Zhuo and C.H.M. Machielsen, Performance of high-temperature Absorption Heat Transformers using Alktrate as the Working Pair. *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 3(1996), pp. 255-262.
- [21] I. Horuz, A comparison between ammonia-water and water lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 25, no. 5(1998), pp. 711–721.
- [22] E. Kurem et I. Horuz, A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorber heat transformers, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol.28, n° 3 (2001), pp. 427-438.
- [23] Masaru Ishida, Jun Ji, Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer, *Appl. Therm. Eng.* 19 (1999), pp. 1191-1206.
- [24] Xu Shiming, Liu Yanli, Zhang Lisong. Performance research of self regenerated absorption heat transformer cycle using TFE-NMP as working fluids. *Int. J. of Refrig.* 24 (2001), pp. 510- 518.
- [25] Z. Ma , H. Bao, A. P. Roskilly, Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer. *Applied Thermal Engineering* 101(2016), pp. 350–361.
- [26] X D. Zhang and D P. Hu, Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water. *Applied Thermal Engineering* 37(2012), pp.129-135.
- [27] R. Gomri, Thermal seawater desalination: Possibilities of using single effect and double effect absorption heat transformer systems. *Desalination* 253(1–3),(2010),pp. 112-118.
- [28] R J. Romero and A. Rodriguez-Martinez, Optimal water purification using low grade waste heat In an absorption heat transformer. *Desalination* 220(1-3),(2008),pp. 506-513.
- [29] V.Zare, M. Yari, and S.M.S. Mahmoudi, Proposal and analysis of a new combined cogeneration system based on the GT-MHR cycle. *Desalination* 286(2012), pp. 417-428.
- [30] Michel Wakim, Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. *Thermique [physics.class-ph]*. PSL Research University, 2017. Français. <NNT : 2017PSLEM037>. <tel-01778402>
- [31] W. Chekirou, Étude et analyse d’une machine frigorifique solaire à adsorption”. Thèse de doctorat, Université Mentouri – Constantine, Département de physique, (2008).

- [32] B. Mebarki, Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation, thèse de magister, Université de constantine, departement de genie climatique, (2013) .
- [33] RZ. Wang, QB. Wang . Adsorption mechanism and improvements of the adsorption equation for adsorption refrigeration pairs. *Int J Energy Res* 23(10), (1999), pp. 887-98.
- [34] Z. Belkacemi, Modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption, Thèse de magistère, Université de Batna, (2007).
- [35] R.Z. Wang, L.W. Wang, J.Y. Wu, Theory and Applications of Adsorption Cooling. Science Press, Beijing, China, (2007), pp. 59-60 (in Chinese).
- [36] XR. Li, Experimental study on the adsorption performance of consolidated activated carbone methanol pair [Master thesis]. Shanghai, China: Shanghai Jiao Tong University; 2003.
- [37] M. Li , R.Z. Wang, Y.X. Xu, Y.J. Wu, A.O. Dieng, Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renew Energy* ;27(2)(2002), pp. 211-21.
- [38] K. Daou , Wang RZ, Xia ZZ, Yang GZ, Experimental comparison of the sorption and refrigerating performances of a CaCl₂ impregnated composite adsorbent and those of the host silica gel. *Int J Refrigeration*;30(1):(2007), pp. 68-75.
- [39] I. Chandra, V.S. Patwardhan, Theoretical studies on adsorption heat transformer using zeolite–water vapour pair. *Heat Recovery Syst CHP*;10(1990), pp. 527–37.

*Conclusion générale
et perspectives*

Conclusion générale et perspectives

Pour la première fois deux configurations d'installations énergétiques pour la production de micro-puissance composées de cascades thermiques de transformateurs de chaleur à sorption et de dispositifs de conversion d'énergie sont proposées dans ce travail. Les deux îlots énergétiques (Power island) convertissent de la chaleur de bas potentiel, entre autres solaire en énergie mécanique (électrique). La puissance électrique produite à micro-échelle est censée couvrir les besoins domestiques d'une centaine d'habitations. Plus encore, ce concept d'îlot énergétique, une fois intégré dans les centrales de production d'électricité classiques, ce nouveau concept permettra la récupération de l'énergie sous forme de chaleur à faible exergie et réduire la consommation des combustibles fossiles.

La présente étude a permis également l'élaboration d'un modèle mathématique établi à partir des bilans thermodynamiques des différents composants de l'installation énergétique. La validation du modèle a été effectuée après avoir comparé ces résultats avec ceux disponibles dans la littérature pour des conditions de fonctionnement similaires. Dans ce sens, il faut préciser que les connaissances sur le cycle du transformateur de chaleur à adsorption (AdHT) sont très mal développées dans la littérature.

Par ailleurs, l'étude paramétrique effectuée dans ce travail a permis de souligner l'influence des températures des différents éléments de l'installation sur ses performances et d'identifier les paramètres clés pour son optimisation. Dans une première étape, l'analyse a révélé que la croissance de la température de la source de bas potentiel (capteur solaire), d'ailleurs c'est elle qui alimente l'installation, est accompagnée de la croissance des températures de l'absorbeur et de l'adsorbeur, des deux efficacités du cycle de Brayton et de Rankine organique et enfin du rendement énergétique global de l'installation énergétique. Cependant, les rendements exergetiques des deux thermo-transformateurs diminuent, pendant que ceux du cycle de Brayton et de Rankine organique augmentent. Ces changements dans les rendements exergetiques conduisent à l'augmentation du rendement exergetique global de l'installation énergétique qui peut être expliqué par les variations de la quantité de chaleur introduite dans le système, des exergies à l'entrée et à la sortie du système et de la puissance nette. Ceci suggère le déploiement d'une attention particulière à l'analyse exergetique et plus précisément au calcul des exergies détruites et perdues et des irréversibilités au sein de l'installation énergétique et la contribution de chaque composant dans la destruction d'exergie globale.

Au fur et à mesure que le débit spécifique de la solution (F) augmente, le coefficient de performance du transformateur de chaleur à absorption diminue. Cependant, le rendement selon la deuxième loi pour ce dernier atteint une valeur maximale pour un débit spécifique considéré de la solution. Cette valeur maximale du rendement thermique est elle aussi fonction de la température du capteur solaire. Le constat est identique pour le rendement exergetique.

Plus encore, l'analyse des courbes du rendement exergetique a permis de determiner la valeur moyenne du rapport des debits de recirculation egal à 8 pour le transformateur de chaleur à adsorption.

Il en ressort aussi que la capacite d'adsorption (Δx) est un facteur crucial qui a une influence très importante sur la performance du transformateur de chaleur à adsorption. Avec la décroissance de Δx et la croissance du saut thermique on en constate une décroissance de la chaleur générée au niveau de l'adsorbeur Q_{U2} et du COP du thermo-transformateur à adsorption. Une valeur moyenne de Δx égale à 0.034 Kg/Kg est adoptée pour atteindre un COP relativement élevé et une élévation de températures importante.

Un autre paramètre avec effet signif sur le cycle d'adsorption est la température du milieu environnant liée directement à la température de condensation. La croissance de la température du m.e. provoque l'augmentation de la masse d'eau désorbée et de la concentration x_p et x_r (pour un Δx constant). Ceci implique la diminution de la température d'adsorption produite au niveau de l'adsorbeur T_{U2} et par conséquence, la croissance de la quantité de chaleur d'adsorption dégagée au niveau de l'adsorbeur (Q_{U2}) et enfin le COP.

L'étude paramétrique conduite durant cette phase a permis aussi de choisir le fluide de travail pour le thermo transformateur à adsorption et le couple réactif pour le thermo transformateur à adsorption.

L'étude comparative des deux configurations d'ilots énergétiques effectuée a révélé que le cycle de Brayton n'est pas opérationnel pour les températures de la source de bas potentiel au dessous de 367.15 K. La configuration avec le convertisseur réciproque fonctionnant selon le cycle de Brayton reste peu efficace au dessus du seuil de température mentionnée. Son rendement énergétique global ne dépasse guère les 5 %. Cependant, le deuxième schéma d'assemblage de l'installation énergétique avec la machine de conversion de Rankine organique a démontré les meilleures performances sur toute la plage des températures du capteur solaire proposée. Le rendement thermique global maximal de conversion de cette deuxième configuration atteint les 6.5% ce qui est au dessus des rendements des systèmes photovoltaïques de conversion.

Malgré, la performance remarquable de la 2ème configuration, il est important de signaler que le cycle à adsorption S/G fonctionne d'une façon discontinue, Cette contrainte affecte les niveaux de températures atteignables (T_U), mais ils affectent davantage les performances du cycle. Dans ce cas la mise en œuvre d'un système de stockage ou bien la modification au niveau de l'architecture du cycle conventionnel d'un thermo-transformateur à adsorption, tel que la conception des architectures à deux ou plusieurs lit d'adsorption avec ou sans récupération de masse et /ou de chaleur permet d'une part de limiter la contrainte citée précédemment et d'autre part d'augmenter le saut thermique et donc d'améliorer la performance du cycle.

Enfin, il faut souligner qu'une étude technico-économique s'impose. Elle permettra de déterminer les couts de production du kWh.

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre II : Aperçu sur la thermo-transformation à sorption et les dispositifs de conversion de l'énergie thermique

Figure II.1. Schéma représentatif des différentes pompes à chaleur	72
Figure II. 2. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur à absorption simple effet (AbHT)	75
Figure II.3. Diagramme d'Oldham relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr)	78
Figure II.4. Diagramme de Merkel relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr)	79
Figure II.5. Système tritherme	80
Figure II.6. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type I.	87
Figure II.7. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type II.	87
Figure II.8. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type III.	88
Figure II.9. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à simple effet de type IV.	88
Figure II.10. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à absorption - éjection.	90
Figure II.11. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à absorption – démixtion.	91
Figure II.12. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double étage de type I	92
Figure II.13. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double étage de type II.	92
Figure II.14. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double étage de type III	93
Figure II.15. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à double absorption de type I.	94
Figure II.16. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à double absorption de type II.	95
Figure II.17. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à double absorption de type III.	96
Figure II.18. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur par absorption à double effet.	97
Figure II.19. Schéma représentatif d'un thermo-transformateur à triple absorption.	98
Figure II.20. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur à adsorption conventionnel (AdHT).	100
Figure II.21. Représentation graphique de différents types de l'équilibre d'adsorption a) isotherme, b) isobare, c) isostère.	103
Figure II.22. Le cycle d'un thermo-transformateur à adsorption dans le diagramme de Clapeyron	104
Figure II.23. Modèle d'adsorption en monocouche	105
Figure II.24. Modèle d'adsorption en multicouches	106
Figure II.25. Présentation schématique du phénomène d'adsorption selon le modèle de Polanyi	108
Figure II.26. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption avec réservoir intermédiaire	118
Figure II.27. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption à deux réservoirs.	118
Figure II.28. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption à trois réservoirs	118
Figure II.29. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur par adsorption à quatre réservoirs	120
Figure II. 30. Schéma de principe des composants pour un cycle de Joule fonctionnant en circuit ouvert.	122
Figure II. 31. Cycle théorique d'Ericsson (en haut) et cycle théorique et réelle de Joule ou Brayton	123
Figure II. 32. Le cycle de Joule ouvert sans récupération.	127
Figure II. 33. Le cycle de Joule ouvert avec récupération.	128
Figure II. 34. Le cycle de Joule fermé avec refroidisseur	129

Figure II. 35. Le cycle de Joule à compressions et détente fractionnées	130
Figure II. 36. Le cycle de Joule avec récupération à compressions et détente fractionnées	131
Figure II. 37. Schéma de principe des composants pour un cycle de Rankine organique	132
Figure II. 38. Cycle théorique et réelle de cycle de Rankine Organique	135
Figure II.39. diagramme température-entropie(T-s) pour (a) les fluides isentropiques,(b) les fluides mouillants et (c) fluides séchant	137
Figure II. 40. Diagrammes $T-s$ pour un cycle ORC sous-critique	139
Figure II. 41. Diagrammes $T-s$ pour un cycle ORC supercritique	140
Figure II. 42. Le cycle de Rankine organique avec régénérateur	141
Figure II. 43. Le cycle de Rankine organique multi-pression	142
Figure II. 44. Le Diagramme T-s (a) et l'arrangement des composant (b) d'un cycle trilatéral-flash.	143
Chapitre IV : Thermodynamique et propriété du couple réactif des différents cycles thermodynamiques utilisés dans les deux systèmes énergétiques proposés	
Figure IV.1. Schéma représentatif d'une installation énergétique constituée d'une cascade thermique de deux transformateurs de chaleur à sorption couplé à un moteur Ericsson.	178
Figure IV.2. Schéma représentatif d'une installation énergétique constituée d'une cascade thermique de deux transformateurs de chaleur à sorption couplé à Cycle Organique de Rankine.	180
Figure IV.3. Représentation des points caractéristiques du cycle d'un TT à adsorption sur le diagramme d'Oldham.	183
Figure IV.4. Représentation des points caractéristiques du cycle d'un thermo-transformateur à adsorption sur le diagramme de Clapeyron.	191
Figure IV.5. Le cycle de Brayton sans régénérateur(a) et avec régénérateur(b).	199
Figure IV.6. Le cycle de Rankine organique sous-critique sans régénérateur(a) et supercritique(b).	202
Figure IV. 7. REFPROP – Référence des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides	205
Chapitre V : Résultats et discussion	
Figure V. 1. La variation de taux de circulation en fonction de la température d'absorption	217
Figure V.2. L'évolution du saut thermique (a) et du COP (b) en fonction de taux de circulation (F)	219
Figure V.3. L'évolution du rendement exergetique en fonction de taux de circulation (F).	220
Figure V.4. L'évolution du saut thermique(a) et du COP(b) en fonction de la température ambiante T_0 .	222
Figure V.5. Variation de rendement exergetique en fonction de la température ambiante.	224
Figure V.6 a. L'évolution de COP en fonction de la température de la source chaude à moyenne température (T_{SC}).	225
Figure V.6 b. L'évolution du rendement exergetique en fonction de la température de la source chaude à moyenne température (T_{SC}).	226
Figure V.7 a. L'évolution de COP en fonction de la température de la source froide a haute température (T_{U1}).	227
Figure V.7 b. L'évolution du rendement exergetique en fonction de la température de la source froide à haute température (T_{U1}).	228
Figure V.8. Variation de la température d'adsorption (T_{U2}) du couple zéolite 13X/eau en fonction des températures de la source chaude (T_{U1}) et source ambiante.	232

Figure V.9. La variation de la concentration nette en fonction de la température d'adsorption	233
Figure V.10. La variation du saut thermique en fonction de la concentration nette.	234
Figure V.11. L'évolution de la performance (a) et du rendement exergetique (b) du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la concentration nette.	235
Figure V.12. La variation du saut thermique du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la source ambiante à basse température.	237
Figure V.13 a. L'évolution de la performance du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source ambiante.	238
Figure V.13 b. L'évolution de rendement exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source ambiante.	239
Figure V.14. L'évolution de la performance du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source chaude.	240
Figure V.15. L'évolution de rendement exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source chaude.	241
Figure V.16. L'évolution de la performance du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source froide.	242
Figure V.17. L'évolution du rendement exergetique du thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source froide.	243
Figure V.18. Variation de la puissance mécanique spécifique du cycle ORC en fonction de la température de la source chaude pour les deux fluides sélectionnés.	247
Figure V.19. L'évolution de l'énergie valorisée (Q_{U1}) et la température d'absorption utile (T_{U1}) en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}) pour le thermo-transformateur à absorption	248
Figure V.20. L'évolution de l'énergie valorisée (Q_{U2}) et la température d'absorption utile (T_{U2}) en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}) pour le thermo-transformateur à adsorption.	248
Figure V.21. L'évolution des rendements énergétiques et exergetiques global de la première configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}).	249
Figure V.22. L'évolution de la puissance électrique spécifique de la première configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}).	250
Figure V.23. L'évolution des rendements énergétiques et exergetique global de deuxième configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}).	251
Figure V.24. L'évolution de la puissance électrique spécifique de la deuxième configuration en fonction de la température du capteur solaire (T_{SC}).	251

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Chapitre II : Aperçu sur la thermo-transformation à sorption et les dispositifs de conversion de l'énergie thermique

Tableau II.1. classification des fluides selon la température critique 138

Chapitre IV : Thermodynamique et propriété du couple réactif des différents cycles thermodynamiques utilisés dans les deux systèmes énergétiques proposés

Tableau IV.1. Les coefficients (α , β) pour le calcul de P_s 186

Tableau IV.2. Les coefficients (A, B) pour le calcul de $t_{sol}(t_{sol}, X)$ 188

Tableau IV.3. Les coefficients (A, B et C) pour le calcul de $h_{sol}(t_{sol}, X)$ 188

Tableau IV.4. Les coefficients (m_i , t_i et a_i) pour le calcul de $\rho(T_{sol}, X)$ 188

Tableau IV.5. Les coefficients (a et b) pour le calcul de $P(T, x)$ 196

Chapitre V : Résultats et discussion

Tableau V. 1. Validation du modèle de transformateur de chaleur à absorption 215

Tableau V.2. Conditions de fonctionnement considérées pour le calcul du cycle de la thermo-transformation à absorption. 216

Tableau V.3. Principaux paramètres de l'équation reformulée du modèle Dubinin. 230

Table V.4. La variation de la température d'adsorption en fonction de la température de la source chaude pour les différents couples réactifs. 230

Tableau V. 5. La variation de l'efficacité thermique du cycle de Brayton en fonction de la température de la source chaude 244

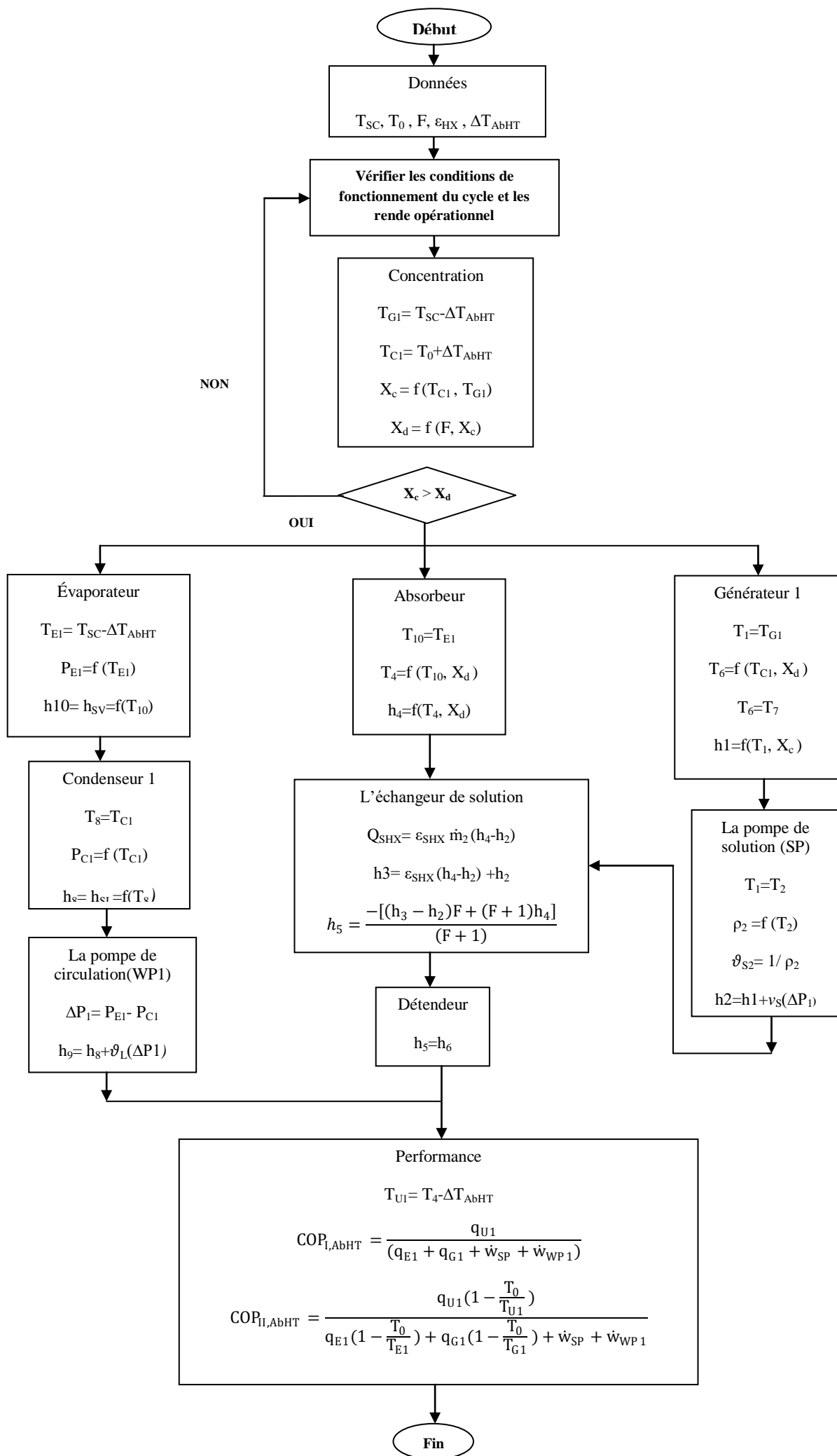
Tableau V.6. Comparaison de différentes propriétés des fluides moteurs pour le cycle ORC 245

Tableau V.7. La variation de l'efficacité thermique du cycle de Rankine organique en fonction de la température de la source chaude 246

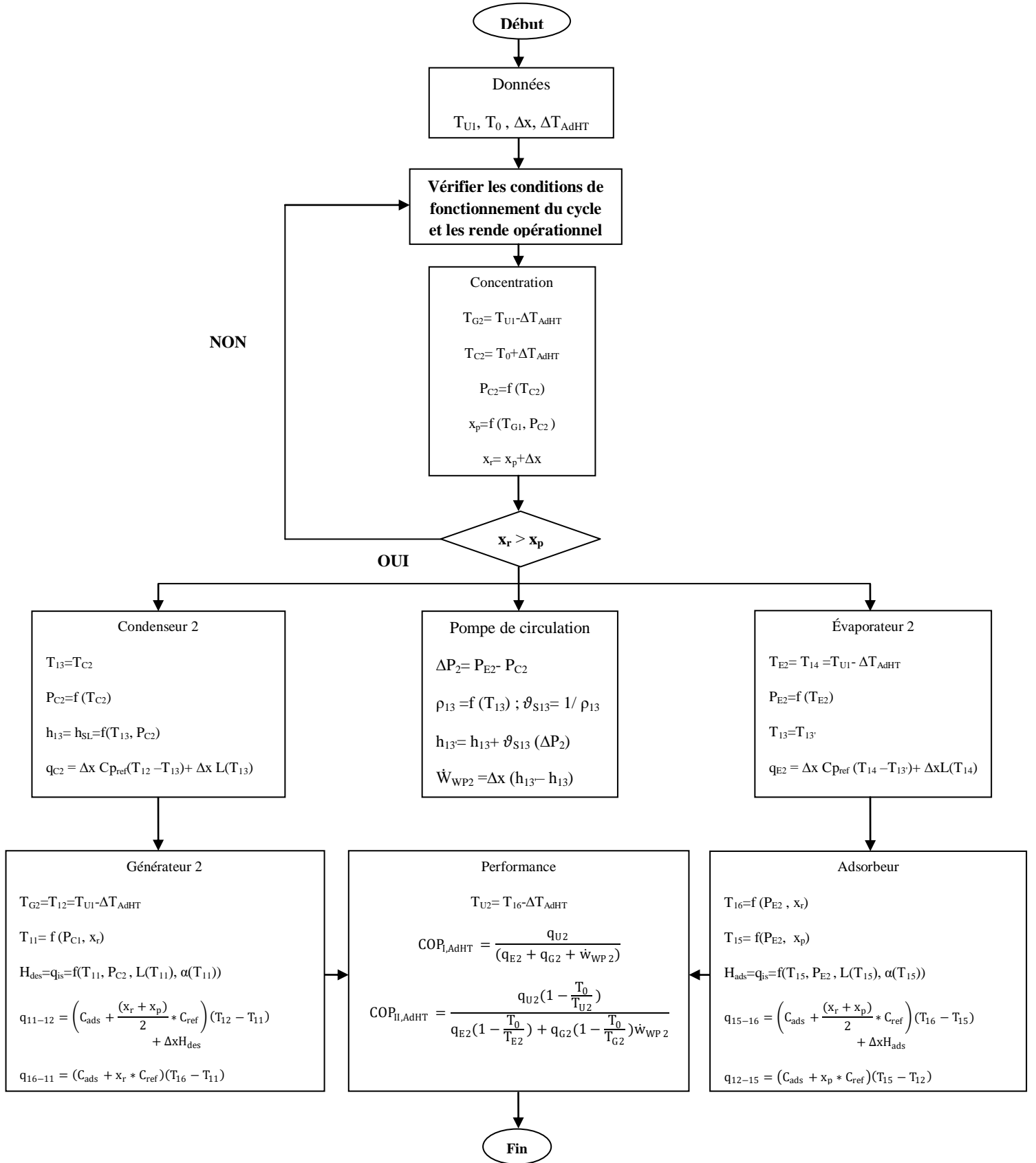
Annexes

Annexes

Annexe A : Organigramme de calcul de la performance du thermo-transfornateur à absorption



Annexe B : Organigramme de calcul de la performance du thermo-transfornateur à adsorption



Annexe C : Résultats de la modélisation d'un thermo-transformateur à absorption pour différentes conditions de fonctionnement

Annexe C1 : L'évolution de la performance d'un thermo-transformateur à absorption en fonction de taux de circulation (F)															
F	T_{sc}=323.15K , T₀=298.15K					T_{sc}=333.15K , T₀=298.15K					T_{sc}=343.15K , T₀=298.15K				
	X_c(%)	X_d(%)	T_{U1}(K)	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}	X_c(%)	X_d(%)	T_{U1}(K)	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}	X_c(%)	X_d(%)	T_{U1}(K)	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-	-	-	-	-	50.60	40.48	334.78	0.498	0.542	55.96	44.47	352.1	0.495	0.549
6	-	-	-	-	-	50.60	43.37	339.06	0.494	0.563	55.96	47.97	357.57	0.49	0.561
8	-	-	-	-	-	50.60	44.98	341.57	0.491	0.572	55.96	49.74	360.78	0.486	0.565
10	44.08	40.07	323.85	0.495	0.565	50.60	46	343.21	0.488	0.576	55.96	50.87	362.89	0.482	0.565
12	44.08	40.69	324.64	0.494	0.571	50.60	46.71	344.37	0.486	0.579	55.96	51.66	364.39	0.478	0.564
14	44.08	41.14	325.24	0.492	0.576	50.60	47.22	345.24	0.483	0.578	55.96	52.23	365.5	0.474	0.562
16	44.08	41.49	325.7	0.49	0.578	50.60	47.62	345.91	0.480	0.578	55.96	52.67	366.37	0.470	0.559
18	44.08	41.76	326.07	0.488	0.580	50.60	47.93	346.45	0.477	0.576	55.96	53.02	367.06	0.467	0.556
20	44.08	41.98	326.37	0.487	0.581	50.60	48.19	346.88	0.474	0.575	55.96	53.30	367.62	0.463	0.553
22	44.08	42.16	326.63	0.485	0.581	50.60	48.40	347.24	0.471	0.573	55.96	53.53	368.09	0.459	0.549
24	44.08	42.32	326.84	0.483	0.581	50.60	48.57	347.55	0.469	0.570	55.96	53.72	368.48	0.455	0.545
F	T_{sc}=353.15K , T₀=298.15K					T_{sc}=363.15K , T₀=298.15K					T_{sc}=373.15K , T₀=298.15K				
	X_c(%)	X_d(%)	T_{U1}(K)	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}	X_c(%)	X_d(%)	T_{U1}(K)	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}	X_c(%)	X_d(%)	T_{U1}(K)	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}
2	60.70	40.46	355.58	0.498	0.521	65.03	43.35	371.24	0.496	0.524	69.08	46.06	387.13	0.494	0.524
4	60.70	48.56	369.73	0.492	0.547	65.03	52.02	387.64	0.489	0.541	69.08	55.27	405.92	0.485	0.534
6	60.70	52.02	376.37	0.486	0.553	65.03	55.74	395.57	0.482	0.543	69.08	59.21	415.45	0.476	0.533
8	60.70	53.95	380.30	0.481	0.553	65.03	57.80	400.36	0.475	0.541	69.08	61.41	421.35	0.468	0.528
10	60.70	55.18	382.91	0.476	0.551	65.03	59.12	403.59	0.469	0.537	69.08	62.80	425.38	0.461	0.523
12	60.70	56.03	384.77	0.471	0.548	65.03	60.03	405.9	0.463	0.532	69.08	63.77	428.29	0.453	0.516
14	60.70	56.65	386.17	0.466	0.544	65.03	60.69	407.65	0.456	0.526	69.08	64.48	430.51	0.446	0.509
16	60.70	57.13	387.25	0.461	0.540	65.03	61.20	409.01	0.450	0.521	69.08	65.02	432.24	0.438	0.501
18	60.70	57.50	388.12	0.456	0.535	65.03	61.61	410.11	0.444	0.514	69.08	65.45	433.64	0.431	0.493
20	60.70	57.81	388.83	0.451	0.530	65.03	61.93	411.01	0.438	0.508	69.08	65.79	434.79	0.423	0.485
22	60.70	58.06	389.42	0.446	0.525	65.03	62.20	411.76	0.431	0.501	69.08	66.08	435.75	0.415	0.476
24	60.70	58.27	389.92	0.440	0.519	65.03	62.43	412.39	0.425	0.494	69.08	66.32	436.56	0.407	0.468

Annexe C2 : L'évolution de la performance d'un thermo-transformateur à absorption en fonction de la température de la source ambiante (T_0)										
T_0 (K)	$T_{sc}=343.15K, F = 8$					$T_{sc}=353.15K, F = 8$				
	$X_c(\%)$	$X_d(\%)$	$T_{U1}(K)$	$COP_{I, AbHT}$	$COP_{II, AbHT}$	$X_c(\%)$	$X_d(\%)$	$T_{U1}(K)$	$COP_{I, AbHT}$	$COP_{II, AbHT}$
278.15	67.06	59.61	381.53	0.472	0.488	-	-	-	-	-
283.15	64.23	57.10	375.69	0.476	0.508	68.75	61.11	397	0.469	0.498
288.15	61.50	54.67	370.43	0.480	0.528	65.98	58.65	390.84	0.474	0.517
293.15	58.76	52.23	365.51	0.483	0.547	63.33	56.29	385.37	0.477	0.535
298.15	55.96	49.74	360.78	0.486	0.565	60.70	53.95	380.30	0.481	0.553
303.15	53.03	47.14	356.12	0.489	0.580	58.02	51.57	375.48	0.484	0.570
308.15	49.91	44.36	351.42	0.493	0.590	55.25	49.11	370.76	0.487	0.586
313.15	46.56	41.39	346.63	0.496	0.588	52.34	46.52	366.04	0.491	0.599
318.15	-	-	-	-	-	49.24	43.77	361.23	0.494	0.604
323.15	-	-	-	-	-	45.96	40.85	356.24	0.498	0.595
T_0 (K)	$T_{sc}=363.15K, F = 8$					$T_{sc}=373.15K, F = 8$				
	$X_c(\%)$	$X_d(\%)$	$T_{U1}(K)$	$COP_{I, AbHT}$	$COP_{II, AbHT}$	$X_c(\%)$	$X_d(\%)$	$T_{U1}(K)$	$COP_{I, AbHT}$	$COP_{II, AbHT}$
278.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
283.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
288.15	70.29	62.48	412.54	0.466	0.505	-	-	-	-	-
293.15	67.60	60.09	406.07	0.471	0.523	-	-	-	-	-
298.15	65.03	57.80	400.36	0.475	0.541	69.08	61.41	421.35	0.468	0.528
303.15	62.49	55.55	395.14	0.479	0.558	66.60	59.20	415.41	0.473	0.545
308.15	59.94	53.28	390.22	0.482	0.574	64.16	57.03	410.03	0.476	0.561
313.15	57.31	50.94	385.46	0.485	0.590	61.71	54.86	405	0.480	0.577
318.15	54.56	48.50	380.73	0.489	0.604	59.21	52.63	400.18	0.483	0.593
323.15	51.66	45.92	375.93	0.492	0.613	56.62	50.32	395.44	0.486	0.607

Annexe C3 : L'évolution de la performance d'un thermo-transformateur à absorption en fonction de la température de la source chaude (T_{SC})

T _{SC} (K)	T _{U1} =373.15K , T ₀ =298.15K					T _{U1} =383.15K , T ₀ =298.15K					T _{U1} =393.15K , T ₀ =298.15K				
	X _c (%)	X _d (%)	F	COP _{I, AbHT}	COP _{II, AbHT}	X _c (%)	X _d (%)	F	COP _{I, AbHT}	COP _{II, AbHT}	X _c (%)	X _d (%)	F	COP _{I, AbHT}	COP _{II, AbHT}
343.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
345.65	57.19	54.61	21.11	0.457	0.545	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
348.15	58.39	53.23	10.32	0.478	0.558	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
350.65	59.56	51.82	6.70	0.486	0.555	59.56	56.58	19.02	0.456	0.538	-	-	-	-	-
353.15	60.70	50.37	4.88	0.489	0.551	60.69	55.29	10.22	0.475	0.551	-	-	-	-	-
355.65	61.81	48.90	3.79	0.492	0.544	61.81	53.96	6.87	0.483	0.551	61.81	58.41	17.16	0.455	0.532
358.15	62.90	47.40	3.06	0.494	0.538	62.90	52.59	5.10	0.487	0.547	62.90	57.19	10	0.472	0.544
360.65	63.98	45.90	2.54	0.495	0.532	63.98	51.19	4	0.490	0.543	63.98	55.93	6.96	0.480	0.545
363.15	65.03	44.40	2.15	0.496	0.527	65.03	49.76	3.26	0.491	0.538	65.03	54.65	5.26	0.484	0.543
365.65	66.07	42.93	1.85	0.496	0.521	66.07	48.31	2.72	0.493	0.533	66.07	53.32	4.18	0.487	0.540
368.15	67.09	41.50	1.62	0.497	0.516	67.09	46.85	2.31	0.494	0.529	67.09	51.96	3.44	0.489	0.536
370.65	68.09	40.13	1.43	0.498	0.511	68.09	45.40	2	0.495	0.524	68.09	50.58	2.89	0.491	0.532
373.15	69.08	38.83	1.28	0.498	0.506	69.08	43.97	1.75	0.496	0.520	69.08	49.17	2.47	0.492	0.528
T _{SC} (K)	T _{U1} =403.15K , T ₀ =298.15K					T _{U1} =413.15K , T ₀ =298.15K									
	X _c (%)	X _d (%)	F	COP _{I, AbHT}	COP _{II, AbHT}	X _c (%)	X _d (%)	F	COP _{I, AbHT}	COP _{II, AbHT}					
343.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
345.65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
348.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
350.65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
353.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
355.65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
358.15	62.90	61.21	36.17	0.396	0.465	-	-	-	-	-					
360.65	63.98	60.09	15.47	0.455	0.527	-	-	-	-	-					
363.15	65.03	58.94	9.68	0.470	0.538	65.03	62.69	26.86	0.416	0.484					
365.65	66.07	57.76	6.96	0.477	0.539	66.07	61.64	13.92	0.454	0.522					
368.15	67.09	56.55	5.37	0.482	0.539	67.09	60.56	9.28	0.467	0.532					
370.65	68.09	55.30	4.32	0.485	0.536	68.09	59.45	6.88	0.474	0.534					
373.15	69.08	54.02	3.58	0.487	0.533	69.08	58.31	5.41	0.479	0.534					

438.15	55.96	-	-	-	-	-	-	-	-	-
T_{U1}(K)	T_{sc}=363.15K, T₀=298.15 K					T_{sc}=373.15K, T₀=298.15 K				
	X_c(%)	X_d(%)	F	COP_{I, AbHT}	COP_{II, AbHT}	X_c(%)	X_d(%)	F	COP	μ_{II, AbHT}
343.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
348.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
353.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
358.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
363.15	65.03	38.92	1.49	0.499	0.510	-	-	-	-	-
368.15	65.03	41.65	1.78	0.497	0.519	-	-	-	-	-
373.15	65.03	44.40	2.15	0.495	0.526	69.08	38.83	1.28	0.498	0.507
378.15	65.03	47.12	2.63	0.494	0.533	69.08	41.36	1.49	0.497	0.514
383.15	65.03	49.76	3.26	0.491	0.538	69.08	43.97	1.75	0.496	0.520
388.15	65.03	52.28	4.10	0.488	0.541	69.08	46.59	2.07	0.494	0.525
393.15	65.03	54.64	5.26	0.484	0.543	69.08	49.17	2.47	0.492	0.529
398.15	65.03	56.87	6.97	0.478	0.542	69.08	51.66	2.96	0.490	0.532
403.15	65.03	58.94	9.68	0.470	0.538	69.08	54.02	3.58	0.487	0.534
408.15	65.03	60.88	14.68	0.454	0.524	69.08	56.24	4.38	0.483	0.535
413.15	65.03	62.69	26.86	0.416	0.484	69.08	58.31	5.41	0.479	0.534
418.15	-	-	-	-	-	69.08	60.24	6.81	0.473	0.531
423.15	-	-	-	-	-	69.08	62.04	8.81	0.465	0.526
428.15	-	-	-	-	-	69.08	63.72	11.89	0.454	0.516
433.15	-	-	-	-	-	69.08	65.30	17.25	0.433	0.496
438.15	-	-	-	-	-	69.08	66.78	28.99	0.386	0.444

Annexe D : Résultats de la modélisation d'un thermo-transformateur à adsorption pour différentes conditions de fonctionnement

Annexe D1 : L'évolution de la performance d'un thermo-transformateur à adsorption en fonction de la concentration nette (Δx)

Δx (Kg/Kg)	$T_{U1}=373.15K, T_0=298.15K$					$T_{U1}=383.15K, T_0=298.15K$					$T_{U1}=393.15K, T_0=298.15K$				
	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	$T_{U2}(K)$	$COP_{I, AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	$T_{U2}(K)$	$COP_{I, AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	$T_{U2}(K)$	$COP_{I, AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$
0.004	0.231	0.235	412.31	0.235	0.368	0.223	0.227	438.37	0.205	0.326	0.215	0.219	465.58	0.168	0.273
0.008	0.231	0.239	404.84	0.255	0.385	0.223	0.231	431.08	0.222	0.340	0.215	0.223	458.60	0.180	0.285
0.012	0.231	0.243	397.12	0.282	0.410	0.223	0.235	423.50	0.244	0.360	0.215	0.227	451.30	0.197	0.301
0.016	0.231	0.247	389.18	0.322	0.450	0.223	0.239	415.66	0.275	0.387	0.215	0.231	443.71	0.218	0.322
0.02	0.231	0.251	381.06	0.380	0.527	0.223	0.243	407.57	0.318	0.425	0.215	0.235	435.82	0.245	0.349
0.024	0.231	0.255	372.66	0.332	0.416	0.223	0.247	399.24	0.379	0.477	0.215	0.239	427.65	0.282	0.384
0.028	0.231	-	-	-	-	0.223	0.251	390.69	0.462	0.544	0.215	0.242	419.22	0.330	0.430
0.032	0.231	-	-	-	-	0.223	0.255	381.94	0.309	0.337	0.215	0.247	410.55	0.397	0.490
0.036	0.231	-	-	-	-	0.223	-	-	-	-	0.215	0.251	401.64	0.382	0.443
0.04	0.231	-	-	-	-	0.223	-	-	-	-	0.215	0.255	392.53	0.293	0.318
0.044	0.231	-	-	-	-	0.223	-	-	-	-	0.215	-	-	-	-
0.048	0.231	-	-	-	-	0.223	-	-	-	-	0.215	-	-	-	-
0.052	0.231	-	-	-	-	0.223	-	-	-	-	0.215	-	-	-	-
0.056	0.231	-	-	-	-	0.223	-	-	-	-	0.215	-	-	-	-
Δx (Kg/Kg)	$T_{U1}=403.15K, T_0=298.15K$					$T_{U1}=413.15K, T_0=298.15K$									
	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	$T_{U2}(K)$	$COP_{I, AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	$T_{U2}(K)$	$COP_{I, AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$					
0.004	0.206	0.210	494.53	0.126	0.208	0.195	0.199	524.40	0.078	0.130					
0.008	0.206	0.214	487.98	0.135	0.217	0.195	0.203	518.47	0.083	0.136					
0.012	0.206	0.218	481.11	0.146	0.230	0.195	0.207	512.20	0.09	0.144					
0.016	0.206	0.222	473.91	0.160	0.246	0.195	0.211	505.59	0.099	0.156					
0.02	0.206	0.226	466.38	0.179	0.267	0.195	0.215	498.63	0.110	0.171					
0.024	0.206	0.229	458.54	0.203	0.294	0.195	0.219	491.34	0.125	0.189					
0.028	0.206	0.234	450.39	0.233	0.326	0.195	0.223	483.69	0.144	0.212					
0.032	0.206	0.238	441.94	0.272	0.367	0.195	0.227	475.71	0.167	0.239					

0.036	0.206	0.242	433.21	0.324	0.417	0.195	0.231	467.41	0.196	0.272
0.04	0.206	0.246	424.22	0.392	0.482	0.195	0.235	458.79	0.232	0.312
0.044	0.206	0.250	415	0.359	0.417	0.195	0.239	449.86	0.279	0.361
0.048	0.206	0.254	405.55	0.294	0.322	0.195	0.243	440.66	0.339	0.421
0.052	0.206	-	-	-	-	0.195	0.247	431.19	0.333	0.393
0.056	0.206	-	-	-	-	0.195	0.251	421.48	0.285	0.320

Annexe D3 : L'évolution de la performance d'un thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source chaude (T_{U1})										
$T_{U1}(K)$	$T_{U2}=423.15K, T_0=298.15K$					$T_{U2}=433.15K, T_0=298.15K$				
	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$COP_{I,AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$COP_{I,AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$
393,15	0.215	0.241	0.026	0.327	0.4	0.215	0.236	0.021	0.307	0.394
395,65	0.212	0.242	0.030	0.330	0.396	0.212	0.237	0.025	0.314	0.397
398,15	0.210	0.244	0.033	0.334	0.393	0.210	0.239	0.029	0.320	0.398
400,65	0.208	0.245	0.037	0.337	0.389	0.208	0.24	0.032	0.326	0.4
403,15	0.206	0.246	0.040	0.340	0.386	0.206	0.241	0.036	0.333	0.397
405,65	0.203	0.247	0.044	0.344	0.383	0.203	0.242	0.039	0.336	0.395
408,15	0.201	0.248	0.048	0.347	0.380	0.201	0.244	0.043	0.339	0.392
410,65	0.198	0.249	0.051	0.350	0.378	0.198	0.245	0.047	0.342	0.39
413,15	0.195	0.251	0.055	0.353	0.375	0.195	0.246	0.051	0.346	0.387
415,65	0.192	0.252	0.06	0.355	0.371	0.192	0.247	0.055	0.348	0.384
418,15	0.189	0.253	0.064	0.357	0.368	0.189	0.248	0.059	0.350	0.380
420,65	0.186	0.254	0.068	0.359	0.365	0.186	0.249	0.063	0.352	0.377
423,15	0.183	0.255	0.071	0.361	0.362	0.183	0.250	0.067	0.354	0.374
$T_{U1}(K)$	$T_{U2}=443.15K, T_0=298.15K$					$T_{U2}=453.15K, T_0=298.15K$				
	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$COP_{I,AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$COP_{I,AdHT}$	$COP_{II, AdHT}$
393,15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
395,65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
398,15	0.210	0.234	0.444	0.306	0.396	-	-	-	-	-
400,65	0.208	0.235	0.027	0.315	0.397	-	-	-	-	-
403,15	0.206	0.237	0.031	0.325	0.398	0.206	0.232	0.026	0.305	0.394
405,65	0.203	0.238	0.035	0.328	0.398	0.203	0.233	0.030	0.312	0.395
408,15	0.201	0.239	0.038	0.331	0.399	0.201	0.235	0.034	0.322	0.396
410,65	0.198	0.241	0.0423	0.335	0.399	0.198	0.236	0.038	0.327	0.397

413,15	0.195	0.242	0.047	0.338	0.397	0.195	0.238	0.042	0.330	0.398
415,65	0.192	0.243	0.051	0.340	0.394	0.192	0.239	0.047	0.332	0.398
418,15	0.189	0.244	0.055	0.343	0.391	0.189	0.24	0.051	0.334	0.399
420,65	0.186	0.246	0.06	0.345	0.387	0.186	0.241	0.055	0.336	0.395
423,15	0.183	0.247	0.063	0.347	0.384	0.183	0.242	0.059	0.338	0.392

Annexe D4 : L'évolution de la performance d'un thermo-transformateur à adsorption en fonction de la température de la source froide (T_{U2})

T_{U2} (K)	$T_{U1}=393.15\text{K}, T_0=298.15\text{ K}$					$T_{U1}=403.15\text{K}, T_0=298.15\text{ K}$				
	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$\text{COP}_{I, \text{AdHT}}$	$\text{COP}_{II, \text{AdHT}}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$\text{COP}_{I, \text{AdHT}}$	$\text{COP}_{II, \text{AdHT}}$
393,15	0.215	0.255	0.04	0.367	0,371	-	-	-	-	-
403,15	0.215	0.250	0.035	0.357	0,384	0.206	0.255	0.049	0.363	0,371
413,15	0.215	0.246	0.031	0.347	0,399	0.206	0.250	0.045	0.355	0,379
423,15	0.215	0.241	0.026	0.327	0.4	0.206	0.246	0.040	0.340	0,386
433,15	0.215	0.236	0.021	0.307	0,394	0.206	0.242	0.036	0.333	0,397
443,15	0.215					0.206	0.237	0.031	0.325	0,398
453,15	0.215	-	-	-	-	0.206	0.232	0.026	0.305	0,394
463,15	0.215	-	-	-	-	0.206	0.227	0.022	0.285	0,344
473,15	0.215	-	-	-	-	0.206	-	-	-	-
483,15	0.215	-	-	-	-	0.206	-	-	-	-
T_{U2} (K)	$T_{U1}=413.15\text{K}, T_0=298.15\text{ K}$					$T_{U1}=423.15\text{K}, T_0=298.15\text{ K}$				
	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$\text{COP}_{I, \text{AdHT}}$	$\text{COP}_{II, \text{AdHT}}$	x_p (Kg/Kg)	x_r (Kg/Kg)	Δx (Kg/Kg)	$\text{COP}_{I, \text{AdHT}}$	$\text{COP}_{II, \text{AdHT}}$
393,15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
403,15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
423,15	0.195	0.251	0.055	0.353	0.375	0.183	0.255	0.071	0.361	0.368
433,15	0.195	0.246	0.051	0.346	0.387	0.183	0.250	0.067	0.354	0.374
443,15	0.195	0.242	0.047	0.338	0.397	0.183	0.247	0.063	0.347	0.384
453,15	0.195	0.238	0.043	0.3305	0.398	0.183	0.242	0.059	0.338	0.392
463,15	0.195	0.233	0.038	0.302	0.323	0.183	0.238	0.055	0.329	0.341
473,15	0.195	0.229	0.033	0.274	0.287	0.183	0.234	0.051	0.321	0.311
483,15	0.195	-	-	-	-	0.183	0.230	0.046	0.262	0.278