

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



THESE

Présentée pour l'obtention du **grade de DOCTORAT 3^{ème} Cycle**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : GHRICI Adenane

Sujet

Contribution à l'optimisation de l'efficacité énergétique des systèmes frigorifiques à Adsorption solaires

Soutenue publiquement, le 21 / 03 / 2023, devant le jury composé de :

M SAIM Rachid	Professeur	Univ. Tlemcen	Président
M BENRAMDANE Mohammed	MCA	Univ. Tlemcen	Directeur de thèse
M SARI HASSOUN Zakaria	MCA	Univ. Tlemcen	Examineur 1
M BOUSBAA Hamza	MCA	ENP. Oran	Examineur 2
M GHERNAOUT MEA	Professeur	Univ. Tlemcen	Invité

NB : les membres du jury doivent être classés conformément au P.V d'autorisation de soutenance

Dédicaces

A la mémoire de mon adorable père, toujours présent dans mon cœur

A ma seule source d'inspiration que j'ai connue, ma chère parente

A mes frères, sœurs, ma chère nièce Bouthaina

A tous les familles : Bellala, Boumashad

A tous mes amis : Abdou, Abd el hak, Khirou, Aimad, Ismail, Nasrou, Yahia et tous sa
famille

A tous ceux et celles dont les noms n'ont pu être cités.

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un projet de fin d'études, pour l'obtention du diplôme de doctorat en mécanique énergétique à l'université de Tlemcen /département mécanique.

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au laboratoire d'énergétique et thermique appliquée (E.T.A.P).

J'adresse mes plus sincères remerciements à monsieur M. BENRAMDANE, maitre de conférences classes A à l'université de Tlemcen et directeur de la thèse pour m'avoir proposé ce sujet de recherche. Je le suit reconnaissant tout particulièrement pour la confiance qu'il m'a témoignée et la liberté qui m'a laissé. L'intérêt qu'il a toujours su porter à mes travaux, ces compétences en matière d'encadrement, m'ont été d'une aide particulièrement précieuse.

J'adresse également mes remerciements à monsieur MEA.GHERNAOUT, professeur à l'université de Tlemcen pour sa participation et son collaboration dans la réalisation du présent travail.

Mes remerciements s'adressent aussi à monsieur R.SAIM professeur à l'université de Tlemcen, Z.SARI HASSOUN maitre de conférences à l'université de Tlemcen, H.BOUSBAA maitre de conférences à l'école polytechnique d'Oran (E.P.O), pour leur participation au jury.

Je tiens à remercier monsieur N.KORTI, directeur de l'E.T.A.P, pour m'avoir accueilli et pour le climat cordial qu'il a su faire régner au sein du laboratoire.

ملخص

تم إجراء دراسة مقارنة ومحددة تعتمد على النموذج الديناميكي الحراري ل - (D.A) DUBININ-ASTAKHOV

على تطور أداء نظام التبريد الشمسي بدورة أساسية وفقاً لمعايير التشغيل ونوع الثنائية الزوجية والمعلومات المناخية.

تقترح هذه الدراسة أن الكربون المنشط كمادة ماصة وتم اختيار الميثانول وسائل التبريد 134أ

طريقة تقدير وحساب الإشعاع الشمسي والتنبؤ بالظروف المناخية في موقع الدراسة لفترة معينة خلال العام. تم تخصيص جزء من هذا العمل لتلخيص تقنيات التبريد الشمسي التي تم اختراعها واستخدامها للتطبيقات في مجال التبريد. وهذا يشمل:

التبريد وإنتاج الثلج وتكييف الهواء وحتى إزالة الرطوبة ومعالجة الهواء. بعد هذه الدراسة، تم إجراء نمذجة رياضية للمكونات المختلفة لآلة التبريد بالامتزاز الشمسي: جهاز الامتزاز والمكثف والمبخر، من خلال تحليل موازين الطاقة بناءً على انتقال الحرارة والكتلة

سمحت النمذجة الرياضية للآلة بمراقبة تطور تأثيرات المعلمات المختلفة على الجهاز: نوع زوج الممتزات / الممتزات، سطح المجمع الشمسي الذي تم إدخاله في سرير الامتزاز (الممتزات)، معدل تركيز المادة الممتزة تم فحص معاملات تشغيل الدورة الأساسية مثل درجة حرارة التكثيف ودرجة حرارة التبخر وكذلك البيانات المناخية لمنطقة تلمسان-الجزائر. وذلك لنظام التبريد الشمسي بدورة COP معاملات الأداء التي تم أخذها في الاعتبار في هذه الدراسة هي معامل الأداء أساسية

الكلمات المفتاحية

التبريد الشمسي، التبريد بالامتصاص الشمسي، AC / R134a، الميثانول / AC، معامل الأداء

Summary

A comparative and parametric study based on the thermodynamic model of DUBININ-ASTAKHOV (D.A) was carried out on the evolution of the performance of the base cycle adsorption solar refrigeration system according to the operating parameters, type of couple and parameters climatic. This study proposes activated carbon as an adsorbent and methanol and R134a were chosen as adsorbates.

This work consists in studying and optimizing the energy efficiency of the solar adsorption refrigeration cycle. Therefore, a method of estimation and calculation of solar radiation and prediction of climatic conditions in the study site for a given period during the year was presented. Part of this work has been devoted to summarizing the solar refrigeration technologies invented and used for applications in the field of cold. This includes: refrigeration, ice production and air conditioning and even dehumidification and air treatment. Following this study, a mathematical modeling of the different components of a solar adsorption refrigeration machine was carried out: the adsorber, the condenser and the evaporator, by an analysis of the energy balances based on the heat and mass transfer.

Mathematical modeling of the machine made it possible to monitor the evolution of the influences of the various parameters on the machine: type of adsorbent/adsorbate couple, the surface of the solar collector introduced into the adsorption bed (adsorber), concentration rate of the adsorbate, the basic cycle operating parameters such as the condensation temperature and the evaporation temperature are examined as well as the climatic data for the region of Tlemcen - Algeria. The performance parameters considered in this study are the coefficient of performance COP and that for a basic cycle adsorption solar refrigeration system.

Key words :

Solar refrigeration, Solar adsorption refrigeration, AC/methanol, AC/R134a, coefficient of performance.

Résumé

Une étude comparative et paramétrique basé sur le modèle thermodynamique de DUBININ-ASTAKHOV (D.A) a été effectuée sur l'évolution de la performance du système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base en fonction des paramètres de fonctionnement, type de couple et paramètres climatiques. Cette étude propose du charbon actif comme adsorbant et le méthanol et le R134a ont été choisis comme adsorbats.

Le présent travail consiste à étudier et optimiser l'efficacité énergétique du cycle frigorifique à adsorption solaire. Donc, une méthode de l'estimation et de calcul du rayonnement solaire et la prédiction des conditions climatiques dans le site d'étude pour une période donnée pendant l'année a été présentée. Une partie de ce travail a été consacré pour résumer les technologies de réfrigération solaire inventés et utilisés pour les applications dans le domaine de froid. Cela compris : la réfrigération, la production de la glace et la climatisation et même aussi la déshumidification et le traitement d'air. Suite à cette étude, une modélisation mathématique des différentes composantes d'une machine frigorifique solaire à adsorption a été effectuée : l'adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur, par une analyse des bilans énergétique basé sur le transfert de chaleur et de masse.

La modélisation mathématique de la machine a permis le suivi de l'évolution des influences des différents paramètres sur la machine : type de couple adsorbant/adsorbat, la surface du capteur solaire introduit dans le lit d'adsorption (adsorbeur), taux de concentration de l'adsorbat, les paramètres de fonctionnement du cycle de base tels que la température de condensation et la température d'évaporation sont examinés ainsi que les données climatiques pour la région de Tlemcen - Algérie. Les paramètres de performance considérés dans cette étude sont le coefficient de performance COP et cela pour un système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base.

Mots clés :

Réfrigération solaire, Réfrigération à adsorption solaire, AC/méthanol, AC/R134a, coefficient de performance.

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Rappels astronomiques et champs solaire	
1.1. Introduction	6
1.2. Notions astronomiques	7
1.2.1. Définitions	7
1.2.2. Rayonnement solaire extraterrestre	10
1.3. Estimation du rayonnement solaire	11
1.3.1. Estimation du rayonnement par ciel clair	11
1.3.2. Estimation du rayonnement solaire moyen	12
1.3.3. Répartition des jours et heures clair et nuageux	13
1.3.4. Rayonnement horaire total (diffus et direct) sur des plans horizontal	14
1.3.5. Rayonnement journalier total (diffus et direct) sur des plans horizontal	14
1.3.6. Rayonnement mensuel total (diffus et direct) sur des plans horizontal	14
1.3.7. Estimation du rayonnement horaire à partir des données journalières	15
1.3.8. Rayonnement total sur les surfaces inclinées	15
1.3.9. Rayonnement direct sur surfaces mobiles	18
1.4. Mesure directe du rayonnement solaire	18
1.4.1. Rayonnement solaire direct	19
1.4.2. Rayonnement solaire diffus	19
1.4.3. Rayonnement solaire global	20
1.4.4. Albédo	20
1.4.5. Duré d'ensoleillement	22
1.5. Potentiel solaire en Algérie	23
1.6. Conclusion	24

Chapitre 2 : Technologies de Réfrigération solaire

2.1. Introduction	25
2.2. Réfrigération électrique	25
2.2.1. Réfrigération solaire photovoltaïque	26
2.2.1.1. Principe de fonctionnement	26
2.2.1.2. Cellules PV	27
2.2.1.3. Performance	28
2.2.2. Réfrigération solaire thermoélectrique	29
2.2.2.1. Principe de fonctionnement	29
2.2.2.2. Performance	30
2.2.3. Autres technologies	31
2.2.3.1. Réfrigération Stirling	31
2.2.3.2. Réfrigération thermo-acoustique	31
2.2.3.3. Réfrigération magnétique	32
2.3. Réfrigération thermique	33
2.3.1. Systèmes de sorption à cycles ouverts	34
2.3.1.1. Sorption liquide	35
2.3.1.2. Sorption solide	36
2.3.1.3. Système de refroidissement solaire par déshydratation	36
2.3.2. Systèmes de sorption à cycles fermés	37
2.3.2.1. Réfrigération thermomécanique	37
2.3.2.1.1. Principe de fonctionnement	37
2.3.2.1.2. Performance	39
2.3.2.2. Réfrigération à absorption	39
2.3.2.2.1. Cycle d'absorption solaire à simple effet	41

2.3.2.2.2. Cycle d'absorption solaire à double effet	42
2.3.2.2.3. Cycle d'absorption solaire à triple effet	42
2.3.2.3. Réfrigération à adsorption	43
2.3.2.3. 1. Principe de fonctionnement	44
2.3.2.3. 2. Adsorption physique	45
2.3.2.3. 3. Adsorption chimique	45
2.4. Conclusion	46
Chapitre 3 : Thermodynamique de l'adsorption	
3.1. Introduction	47
3.2. Aspects historiques	47
3.2. Principe de l'adsorption	49
3.3. Types d'adsorption	51
3.3.1. Adsorption physique (physisorption)	51
3.3.2. Adsorption chimique (chimisorption)	51
3.4. Classification d'isothermes d'adsorption	52
3.5. Modèles thermodynamiques	54
3.5.1. Approches théoriques des isothermes d'adsorption	55
3.5.1. Modèles cinétiques	55
3.5.1.1. Isotherme de LANGMUIR	55
3.5.1.2. Isotherme de B.E.T	57
3.5.2. Modèles phénoménologique	57
3.5.2.1. Modèle d'adsorption basée sur la théorie du potentiel de Polanyi	57
3.5.2.2. Modèle de Dubinin-Radushkevich (D-R)	59
3.5.2.2. Modèle de Dubinin-Astakhov (D-A)	59
3.6. Chaleur d'adsorption	60
3.7. Application pratique de l'adsorption	62
3.7.1. Applications industrielles	62
3.7.2. Applications environnementales	65
3.7.3. Applications d'adsorption à pompe à chaleur et froid	65

3.8. Conclusion	65
Chapitre 4 : Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption	
4.1. Introduction	67
4.2. Cycle de base d'une machine frigorifique solaire à adsorption	67
4.3. Couples adsorbant/adsorbat	72
4.3.1. Choix de l'adsorbat	73
4.3.2. Données thermos physiques de l'adsorbat	73
4.3.2.1. Caractéristiques propres au méthanol	74
4.3.2.2. Caractéristiques propres à l'éthanol	75
4.3.2.3. Caractéristiques propres à l'ammoniac	76
4.3.2.4. Caractéristiques propres à l'eau	77
4.3.3. Choix de l'adsorbant	78
4.3.4. Couples de travail	79
4.3.4.1. Gel de silice – eau	79
4.3.4.2. Charbon actif – méthanol	80
4.3.4.3. Charbon actif – ammoniac	80
4.3.4.4. Zéolithe-eau	81
4.4. Comparaison entre les couples de travail	82
4.4.1. Etude thermodynamique	83
4.4.2. Hypothèses	85
4.4.3. Effet des paramètres de fonctionnement	85
4.4.3.1. Effet de température de génération	86
4.4.3.2. Effet de la température maximale sur le COP	87
4.4.3.3. Effet de la pression de condensation	87
4.5. Modélisation mathématique d'une machine frigorifique solaire à Adsorption	88

4.5.1. Introduction	88
4.5.2. Bilans des composantes de la machine	89
4.5.3. Coefficient de performance	91
4.5.3.1. Expression de Q_f	92
4.5.3.2. Expression de Q_c	93
4.6. Intensité solaire et température ambiante	95
4.7. Conclusion	95
Chapitre 5 : Résultats et interprétations	
5.1. Introduction	97
5.2. Étude paramétrique	98
5.2.1. Données climatiques	99
5.2.2. Entrés du modèle	99
5.2.3. Résultats	100
5.3. Étude comparative	104
5.3.1. Données métrologiques	104
5.3.2. Entrés du modèle	105
5.3.3. Résultats	107
5.4. Conclusion	112
Conclusion générale	114

Liste des figures

Chapitre 1 : Rappels astronomiques et champs solaire

Figure.1.1. Moyenne annuelle de l'irradiation globale reçu sur une surface horizontale (kWh/m ² /an)	6
Figure.1.2. Rayonnement solaire	8
Figure.1.3. Zénith, azimut et l'angle horaire	10
Figure.1.4. Rayonnement solaire total sur une surface inclinée	17
Figure.1.5. Pyrhéliomètre	19
Figure.1.6. Pyromètre	19
Figure.1.7. Pyranomètre	20
Figure.1.8. Albédomètre	21
Figure.1.9. Stations météorologiques mesurant le rayonnement solaire en Algérie	22
Figure.1.10. Héliographe	22
Figure.1.11. Durée d'ensoleillement moyenne annuelle en Algérie	23

Chapitre 2 : Technologies de Réfrigération solaire

Figure.2.1. Configuration de base d'un système de réfrigération solaire électrique	26
Figure.2.2. Schéma du système de réfrigération photovoltaïque	27
Figure.2.3. (a) cellule photovoltaïque. (b) centrale solaire photovoltaïque	28
Figure.2.4. Schéma du système de réfrigération thermoélectrique	30
Figure.2.5. Réfrigérateur thermo acoustique à ondes sonores	32
Figure.2.6. Schéma du système de réfrigération solaire thermique	33
Figure.2.7. Processus de transfert d'humidité par déshydratation	34
Figure.2.8. Schéma de système de sorption liquide solaire	35
Figure.2.9. Schéma de système de sorption solide solaire	36
Figure.2.10. Schéma du système de refroidissement solaire par déshydratation	37
Figure.2.11. Schéma du système et le processus de fonctionnement du système de réfrigération solaire thermomécanique	38
Figure.2.12. Schéma d'un système de réfrigération à absorption solaire	40
Figure.2.13. Système d'absorption à double effet	42
Figure.2.14. Performance de différentes configurations de l'absorption solaire	43

Figure.2.15. Schéma de la configuration de base d'un système de réfrigération solaire à adsorption	44
Figure.2.16. Technologies de réfrigération solaire	46
Chapitre 3 : Thermodynamique de l'adsorption	
Figure.3.1. Principe d'adsorption	50
Figure.3.2. Classification d'isotherme physisorption	54
Figure.3.3. Mécanisme d'adsorption selon le modèle de Langmuir	56
Figure.3.4. Mécanisme d'adsorption selon le modèle B.E.T	57
Figure.3.5. Phénomène d'adsorption selon le modèle de POLANYI	58
Figure.3.6. Diagramme de Clapeyron	61
Chapitre 4 : Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption	
Figure.4.1. Schéma d'une machine de réfrigération à adsorption solaire à cycle de base	68
Figure.4.2. Diagramme schématique du Chauffage isostérique (pressurisation)	69
Figure.4.3. Diagramme schématique du Chauffage isobare (désorption & condensation)	70
Figure.4.4. Diagramme schématique du Refroidissement isostérique (dépressurisation)	70
Figure.4.5. Diagramme schématique du Refroidissement isobare (adsorption et évaporation)	71
Figure.4.6. Cycle théorique de base du système de réfrigération solaire à adsorption (diagramme de Clapeyron).	71
Figure.4.7. Effet de la température de génération et le type de couple sur le COP	86
Figure.4.8. Evolution du COP en fonction de la température maximale	87
Figure.4.9. Effet de la pression de condensation sur le COP	88
Chapitre 5 : Résultats et interprétations	
Figure.5.1. Variation horaire de l'intensité solaire et de la température ambiante pendant une journée	99
Figure.5.2. Effet de la surface du capteur solaire et du type de couples de travail sur la performance du système	101
Figure.5.3. Effet de la concentration de l'adsorbat sur le COP des couples de travail : AC/méthanol et AC/R134a	102
Figure.5.4. Effet des températures de condensation et du type de couple de travail sur les performances du système	103
Figure.5.5. Effet des températures d'évaporation et type de couple de travail sur le COP	104
Figure.5.6. Évolution horaire du rayonnement solaire et de la température ambiante	105

Figure.5.7. Effet de la surface du capteur solaire et du type de couples de travail sur les performances du système. (a) AC / méthanol, (b) AC / R134a	108
Figure.5.8. Effet du taux de concentration et du type de couple de travail sur le COP (a) AC / methanol, (b) AC / R134a	109
Figure.5.9. Effet des températures de condensation et des couples de travail sur le COP (a) AC / methanol, (b) AC / R134a	110
Figure.5.10. Effet des températures d'évaporation et des couples de travail sur le COP (a) AC / methanol, (b) AC / R134a	112

Liste des tableaux

Chapitre 1 : Rappels astronomiques et champs solaire

Tableau.1.1. Jours moyens recommandés pour les mois et valeurs de n par mois	9
Tableau.1.2. Valeurs moyennes mensuels de $\bar{H}_0, \frac{\bar{n}}{N}$	13
Tableau.1.3. Valeurs de l'albédo en fonction de la nature de sol	21
Tableau.1.4. Durée d'ensoleillement dans le territoire Algérien	23

Chapitre 3 : Thermodynamique de l'adsorption

Tableau.3.1. Principales différences entre l'adsorption physique et chimique	52
Tableau.3.2. Exemples de chaleur isostérique de certains couples	61

Chapitre 4 : Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Tableau.4.1. Caractéristiques thermophysiques du méthanol	74
Tableau.4.2. Caractéristiques thermophysiques de l'éthanol	75
Tableau.4.3. Caractéristiques thermophysiques de l'ammoniac	76
Tableau.4.4. Caractéristiques thermophysiques de l'eau	77
Tableau.4.5. Données de calcul	83

Chapitre 5 : Résultats et interprétations

Tableau.5.1. Valeurs des paramètres et les conditions de fonctionnement utilisées dans le modèle	100
Tableau.5.2. Valeurs des paramètres et les conditions de fonctionnement utilisées dans le modèle	106

Nomenclature

Liste de symboles

Symbole	Désignation	Unité
A	Surface de capteur solaire	m^2
t_s	Temps solaire	s
d_n	Nombre de jour pendant l'année	
E_0	Facteur de correction de l'orbite terrestre	
G_{oh}	Rayonnement solaire extraterrestre	W/m^2
H_0	Irradiation quotidienne totale sur une surface horizontale	W/m^2
G_{on}	Irradiation extraterrestre	W/m^2
G_{cb}	Rayonnement direct horizontal par ciel clair	W/m^2
\bar{H}	Rayonnement quotidien moyen mensuel sur la surface horizontale	W/m^2
\bar{n}	Heures quotidiennes moyennes mensuelles d'ensoleillement	s
\bar{N}	Durée du jour moyen du mois	s
\bar{H}_0	Rayonnement extraterrestre moyen	W/m^2
\bar{K}_T	Indice de clarté moyen	
K_T	Indice de clarté quotidien	
H_d	Rayonnement diffus instantané sur une surface horizontale	W/m^2
H	Rayonnement global instantané sur une surface horizontale	W/m^2
\bar{H}_d	Moyenne mensuelle du rayonnement diffus quotidien sur une surface horizontale	W/m^2
\bar{H}	Moyenne mensuelle du rayonnement global quotidien sur une surface horizontale	W/m^2
r_t	Rapport du rayonnement total horaire sur le rayonnement total quotidien	
I_d	Rayonnement diffus sur une surface horizontale	W/m^2
I_b	Rayonnement direct sur une surface horizontale	W/m^2

I_0	Rayonnement global sur une surface horizontale	W/m ²
I_T	Rayonnement total sur la surface inclinée	W/m ²
I	Rayonnement total sur la surface horizontale	W/m ²
R	Rapport du rayonnement total sur la surface inclinée à celui de la surface horizontale	
R_b	Rapport du rayonnement direct journalier sur surface inclinée à celui sur une surface Horizontale	
A_i	Indice d'anisotropie	
F_{c-s}	Facteur de forme de surface inclinée de l'horizontale vers le ciel	
F_{c-g}	Facteur de forme de surface inclinée de l'horizontale vers le sol	
I_{PV}	Photo-courant	Ampère
w	Travail fournie	KW
A_s	Surface du panneau	m ²
I_p	Irradiation solaire direct	kW/m ²
Q_s	Puissance solaire	KW
Q_c	Puissance de refroidissement	KW
Q_g	Puissance fournie au générateur	KW
Q_{te}	Puissance électrique du module thermoélectrique	KW
S_m	Coefficient de Seebeck de module de refroidissement thermoélectrique	
I	Courant électrique	Ampère
R_m	Résistance de module de refroidissement thermoélectrique	Ohm
K_m	Conductance de module de refroidissement thermoélectrique	KW.K ⁻¹
ΔT	Différence de température	K
P_0, P_s	Pression à la saturation	Pa
P_v	Pression de vapeur de l'adsorbat	Pa
w	Volume adsorbé	L/kg

W_0	Capacité maximale d'adsorption (volume)	L/kg
m	Masse adsorbée à la pression p	kg/kg
m_0	Masse maximale d'adsorbat	kg/kg
K_a	Constante de vitesse d'adsorption	
K_d	Constante de vitesse de désorption	
l_0	Demi-largeur d'un micropore d'adsorbant	mm
E	Énergie caractéristique d'un système adsorbant/adsorbat donné	J/mol
E_0	Énergie caractéristique de l'adsorbant	J/mol
D, n	Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat	
R	Constante des gaz parfaits	J/kg.k
ΔH	Enthalpie isostérique d'adsorption	J/mol
ΔG	Enthalpie libre de GIBBS	J/mol
ΔS	Entropie	J/mol.k
\dot{m}_{air}	Débit d'air	kg/s
\dot{m}_c	Débit massique du condensat	kg/s
\dot{m}_{de}	Débit massique de phase de désorption	kg/s
\dot{m}_e	Débit massique de phase d'évaporation	kg/s
P_c	Pression de condensation	Pa
P_e	Pression d'évaporation	Pa
T_a	Température d'adsorption	k
T_e	Température d'évaporation	k
T_g	Température de génération	k
T_{max}	Température maximale de chauffage	k
E_g	Efficacité énergétique de l'adsorbeur (générateur)	

$c_{p,air}$	Chaleur spécifique de l'air	J/kg.k
T_{ex}	Température extérieure	k
T_a	Température d'adsorption	k
m_{cd}	Masse du condenseur	kg
$c_{p,cd}$	Chaleur spécifique du condenseur	J/kg.k
\dot{m}_{eau}	Débit d'eau de condensation	kg/s
T_{ee}, T_{se}	Températures d'entrée et de sortie d'eau	k
l	Chaleur latente de condensation	kJ/kg
T_c	Température de condensation	k
m_{ch}	Masse de l'adsorbant	kg
$c_{p,ch}$	Chaleur spécifique de l'adsorbant	J/kg k
m_{des}	Masse désorbée	kg
$c_{p,a}$	Chaleur spécifique de l'adsorbat	J/kg k
Q_f	Production du froid de l'évaporateur (adsorption)	KW
m_a	Masse de l'adsorbant contenant dans l'adsorbeur	kg/kg
Δm	Masse cyclée de l'adsorbat	kg/kg
Q_1	Quantité de chaleur sensible utilisée pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbeur	KJ/kg
Q_2	Quantité de chaleur sensible utilisée pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbat	KJ/kg
Q_3	Quantité de chaleur sensible utilisée pour chauffer les parties métalliques l'adsorbant	KJ/kg
Q_{des}	Chaleur nécessaire à la désorption	KJ/kg
m_a	Masse de l'adsorbant	kg
cp_2	Chaleur spécifique de l'adsorbant	J/kg.k
m_g	Masse des parties métalliques de l'adsorbeur	kg

cp_g	Chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbeur	J/kg.k
q_{st}	Chaleur isostérique d'adsorption	kJ/kg
$I(t)$	Irradiation solaire instantané	W/m ²
$I_{c.max}$	Irradiation solaire totale maximale	W/m ²
$G(t)$	Irradiation solaire totale	W/m ²
T_{amb}	Température ambiante	k
$T_{amb.max}$	Température ambiante maximale	k
$T_{amb.min}$	Température ambiante minimale	k
t	Temps	s

Abréviations

AC	Charbon actif
DC	Courant continue
AC	Courant alternatif
(D-R)	Équation de Dubinin-Radeshkevich
(D-A)	Équation de Dubinin-Astakhov
COP	Coefficient de performance

Lettres grecques

φ	Latitude, degrés
δ	Déclinaison, degrés
β	Inclinaison, degrés
γ	Angle d'azimut, degrés
α_s	Angle d'altitude solaire, degrés
θ	Angle d'incidence, degrés

ω	Angle horaire, degrés
Z	Angle de zénith, degrés
ρ_g	Réflectance diffuse de l'entourage du rayonnement solaire total
θ	Taux de remplissage
β	Coefficient d'affinité
ρ_l	Masse volumique de l'adsorbat à la température T, kg/m ³
α	Absorptivité du capteur solaire
γ	Réflectivité du capteur solaire
η	Efficacité du capteur solaire.

Introduction générale

Introduction générale

1. Energie fossile et réfrigération conventionnels : problèmes d'épuisement et changement climatique

L'énergie est l'axe de développement du monde entier dont la croissance économique et le progrès technologique de chaque pays en dépendent et même la disponibilité énergétique reflète la qualité et le niveau de vie de ce pays. La production de l'énergie est dominée par les ressources de combustibles fossiles : fuel, gaz naturel, charbon et même uranium. Cependant, La croissance constante de la demande d'énergie fait de l'approvisionnement énergétique l'un des inquiétudes et des défis majeurs ces dernières décennies. Cette inquiétude grandit chaque jour face aux impacts négatifs des ressources énergétiques fossiles sur l'environnement, que ce soit en raison de leurs sources limitées et son épuisement ou de leur responsabilité dans le et le changement climatique.

Il est estimé qu'environ 15% de toute l'électricité produite dans le monde entier est utilisée pour les processus de réfrigération et de climatisation de ses divers types [1,2], hors que Les réfrigérants commerciaux traditionnels non naturels utilisés par les cycles de réfrigération conventionnels, comme les chlorofluocarbures (CFC), les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et les hydrofluocarbures (HFC) entraînent à la fois l'appauvrissement de la couche d'ozone et le réchauffement climatique.

2. Alternative aux ressources fossiles

Au cours des dernières années, plusieurs travaux de recherche visent pour le développement de nouvelles technologies pouvant offrir des solutions aux problèmes des énergies à ressources fossile. Cette solution se trouve dans les énergies renouvelables

Le terme « énergie renouvelable » fait référence à l'énergie produite à partir d'une ressource naturelle ayant les caractéristiques d'inépuisabilité dans le temps et de renouvellement naturel. Les sources d'énergie renouvelables comprennent les sources d'énergie hydroélectrique, éolienne, biomasse, géothermique, marémotrice et solaire.

Parmi toutes ces sources respectueuses de l'environnement et naturellement disponibles, l'énergie solaire se distingue sur la liste des sources d'énergie renouvelables en raison de sa propreté, de son faible prix et de sa disponibilité naturelle et notamment l'énorme potentiel que dispose cette technologie.

3. Réfrigération solaire

Les technologies de réfrigération conventionnelle (à compression de vapeur) sont alimentés avec de l'énergie électrique venant des ressources fossiles et utilisant des réfrigérants nocifs à l'environnement. Pour cela , De nombreux chercheurs et écologistes font appelle aux technologies qui peuvent réduire le problème de satisfaction et l'épuisabilité des énergies fossiles, et le problème de changement climatique dus aux émissions des cycles conventionnelles.

La réfrigération solaire est devenue plus attractive pour des fins de production de froid pour plusieurs facteurs. Cette technologie utilise une énergie renouvelable propre et inépuisable donc peut réduire les problèmes l'épuisabilité des énergies fossiles. Un autre facteur en faveur de cette alternative est que le fait de la demande de froid et de climatisation se confonde avec la disponibilité de l'énergie solaire ce qui réduit le problème de la demande en énergie pour la climatisation. Pour les régions isolées et saharienne où l'énergie électrique n'est pas disponible, la réfrigération solaire offre une solution à ce problème puisqu'elle dispose d'un potentielle solaire considérable.la réfrigération solaire est convenable aussi pour la production du froid pour des raisons de stockage alimentaire et des produits pharmaceutique cela peut offrir une solution notamment pour les régions saharienne et résoudre le problème de leurs transport. Un autre problème majeur est résolu en utilisant cette technologie, c'est les fluides frigorigènes utilisés. Dans les cycles à compression de vapeur, les réfrigérants sont pas naturels et son utilisation provoque des émissions de CFCs ce qui augmente le taux de gaz à effet serre et pose des problèmes de changement climatique.

Donc, les technologies de réfrigération solaire a tous les avantages de réduire et résoudre la majorité des effets malfaisant des machines de réfrigération conventionnelles ce qui ramène le développement des technologies de réfrigération solaire au point focal des préoccupations.

Les techniques du froid solaire et les machines frigorifiques solaires n'ont pas été développés pour être bien connus Commercialement autant que les machines à compression de vapeur, mais sur le point de vue théorique, un énorme travail de recherche a été accompli pour développer et améliorer les technologies de réfrigération solaire durant ces dernières années et qui prouve les préoccupations du monde et la transaction vers cette technologie.

Le froid solaire peut être classifié en système de réfrigération électrique (photovoltaïque) et thermique. Le système de réfrigération électrique utilise les cellules photovoltaïque pour convertir l'énergie solaire en électricité puis l'utilisé dans des cycles à compression de vapeur

pour produire du froid. Les principales technologies de réfrigération solaire thermique sont : l'absorption, l'adsorption et les systèmes de refroidissement déshydratant. Ce type de systèmes ont l'aptitude de fonctionner avec une faible source d'énergie et utilisant des réfrigérants naturels [3]. Il est trouvé que la réfrigération électrique utilisant le système photovoltaïque est plus chère que les systèmes de réfrigération solaire thermique [4]. De plus, la conversion de l'énergie solaire en énergie utile est moins faible pour les systèmes photovoltaïques que les systèmes de refroidissements solaire thermique, il est estimé que les systèmes photovoltaïques convertie un tiers de l'irradiation solaire alors que les systèmes thermiques convertie la plus part de l'irradiation [5].

Due à ces avantages, les systèmes de réfrigération solaire thermique reçoivent une importance par de nombreux travaux de recherches récemment.

4. Réfrigération solaire à adsorption : nécessité et exigence

Les principales technologies de réfrigération solaire thermique sont : l'absorption et l'adsorption et bien que le système de réfrigération solaire thermique présente plusieurs avantages cités au-dessus, sauf que les systèmes de refroidissement à absorption possèdent certains critères décevants. La complexité du système de réfrigération à absorption est l'un des inconvénients en comparaison avec le système à adsorption notamment au niveau du générateur et la chambre de séparation du sorbant liquide et le réfrigérant vapeur et donc, avoir besoin d'un système de maintenance périodique. La technologie de froid solaire à absorption a l'aptitude à fonctionner avec des températures élevés et plus importantes qui sont de l'ordre de 90-120 °C alors que l'adsorption qui sont de source d'énergie moins faible à l'ordre de 55-90 °C [6]. Un autre facteur décevant pour l'absorption solaire est le problème de corrosion et de cristallisation lors des réactions chimiques entre les couples de travail [7]. Cette dernière est considérée comme inconvénient pour les cycles de fonctionnement à absorption solaire puisqu'elle fonctionne avec des fluides frigorigènes non naturels et donc la possibilité des émissions CFCs. De plus ces fluides de travail comme l'ammoniaque sont considérés toxiques et dangereux.

Par contre, les systèmes de refroidissement à adsorption possèdent plusieurs avantages ce qui le ramène l'application la plus fiable du froid solaire thermique. De plus aux facteurs déjà cités, cette technologie présente une simplicité en comparaison avec les machines à absorption et ne possède pas des parties mobiles et réacteurs chimiques donc c'est moins chère et valable pour les régions isolés et sahariennes. Un autre facteur en faveur des machines à adsorption qui sont

considérés des applications non corrosifs, ne possède pas les problèmes de cristallisation donc pas de système de maintenance ce qui nous aide à éviter le problème du cout pour les machines à absorption.

Par conséquent, les systèmes de réfrigération à adsorption solaire semblent être une solution parfaite pour les applications de production de froid.

5. Inconvénients des systèmes frigorifique à adsorption

Les machines frigorifiques solaire à adsorption sont considérés la meilleure alternative pour les applications de la production de froid grâce à leurs avantages présentés face aux autres technologies du froid thermique. Cependant, cette technologie possède certains critères négatifs et qui empêche son utilisation et sa commercialisation.

Cette technologie souffre de la longue période d'adsorption/désorption, ces deux transformations sont les phases les plus importants des machines frigorifiques à adsorption et déterminant dans la performance du système. Les lits d'adsorption sont les réacteurs de ces machines alors qu'ils sont encore trop chères jusqu'à ce jour et leurs technologie de construction est encore de développement. la taille des machines de refroidissement à adsorption pose aussi un grand problème notamment dans ca commercialisation. Le facteur le plus important et qui pose le plus grand problème, les machines frigorifiques à adsorption ont un faible coefficient de performance en comparaison avec les cycles à compression de vapeur. Ceux sont les principaux facteurs qui empêchent l'étendue significative du marché de cette technologie.

6. Objectifs

Dans ce contexte, une étude paramétrique et comparative des machines frigorifiques à adsorption solaire caractérisé par le coefficient de performance est établie pour apporter les améliorations nécessaires de cette technologie et proposer des solutions convenables pour l'étendue significative du marché de cette application.

Afin d'accomplir cette tâche, nous avons passé par le plan de travail suivant :

- Chapitre 1 : présente une étude du rayonnement solaire vu que cette recherche est une application a énergie solaire, donc cela nécessite faire rappel des notions d'astronomie et qui fait partie du calcul du rayonnement solaire.
- Chapitre 2 : a été consacré pour donner un aperçu des technologies de réfrigération solaire inventés et utilisés comme applications dans le domaine de froid. Cela compris

: la réfrigération, la production de la glace et la climatisation et même aussi la déshumidification et le traitement d'air. C'était donc une contribution à l'étude des machines frigorifiques solaire à adsorption.

- Chapitre 3 : une étude théorique du phénomène d'adsorption, cela compris un état de l'art de la science d'adsorption théorique et expérimentale connu depuis l'antiquité et les principaux modèles d'isothermes avec classification, ainsi que les applications pratiques de l'adsorption.
- Chapitre 4 : Dans ce chapitre, nous avons donné un aperçu sur les machines frigorifiques à adsorption à cycle de base, ainsi qu'une analyse du cycle de fonctionnement par un modèle physique basé sur l'équilibre thermodynamique et qui est utilisé plus tard comme code de calcul de performance de ce système. Le modèle décrit ne prend pas en considération les effets de la cinétique d'adsorption due aux transferts de chaleur et de masse, ainsi que l'effet des pertes thermiques associées au chauffage et refroidissement pendant le fonctionnement du cycle.
- Chapitre 5 : Ce chapitre expose les résultats de l'étude comparative et paramétrique qui ont été effectuées sur l'évolution de coefficient de la performance de l'installation en fonction des paramètres de fonctionnement, type de couple et paramètres climatiques.

Suite aux résultats obtenus, il est procédé à la conclusion générale du présent travail et évoqué les perspectives futures en prolongement des travaux réalisés dans ce domaine.

Chapitre 1

Rappels astronomiques et champs solaire

Chapitre 1

Rappels astronomiques et champs solaire

1.1. Introduction

L'épuisement des ressources traditionnelles a permis un regain d'intérêt de la part de la communauté scientifique pour l'utilisation des Sources d'Energie Renouvelable [8], et si on rajoute le caractère polluant et les émissions nocifs des ressources d'énergies fossiles (Gaz naturel, pétrole, charbon...), l'opinion publique mondiale et les organisations internationales impose plus de pression sur l'exploitation des énergies renouvelables. L'Algérie, de son tour mets plus d'efforts pour l'exploitation des ressources d'énergie renouvelable car elle dispose d'un gisement énergétique considérable. Le potentiel solaire est le plus dominant en comparaison avec d'autres ressources renouvelables (éolienne, hydraulique ...) notamment dans la région saharienne de l'Algérie.

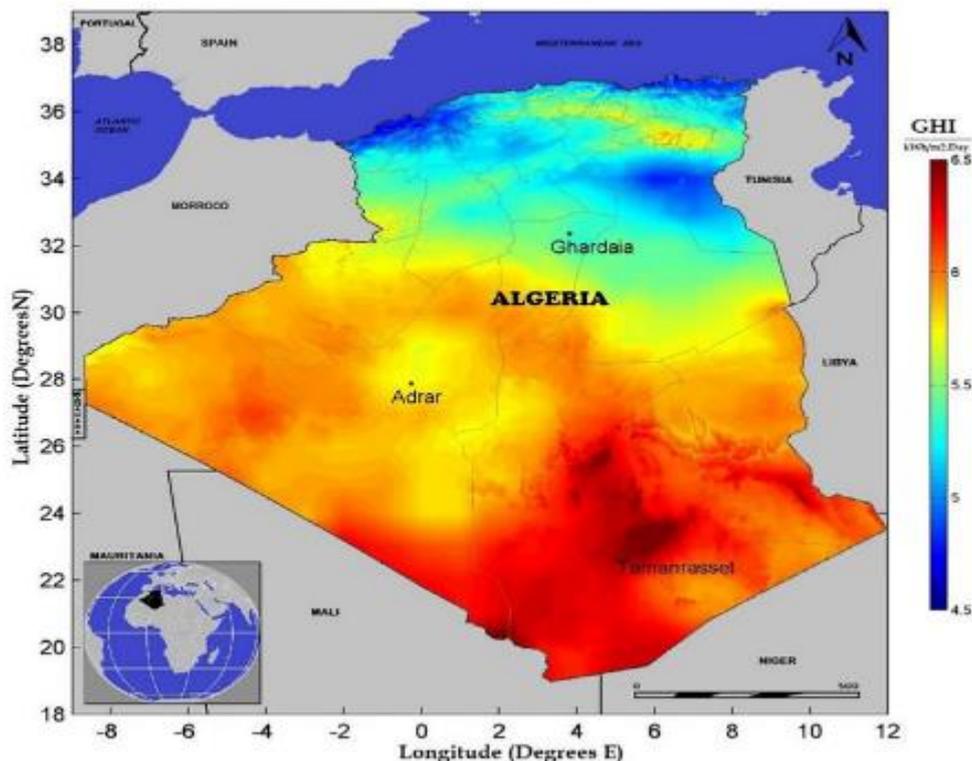


Fig.1.1. Moyenne annuelle de l'irradiation globale reçu sur une surface horizontale ($\text{kWh/m}^2/\text{an}$) [9].

L'utilisation de l'énergie solaire comme source d'énergie dans divers recherches et systèmes, nécessite une connaissance détaillée du rayonnement solaire reçu dans ce site, cela inclut des

considérations géométriques et la quantité de rayonnement reçu sur différentes périodes d'année. la présence du logiciel météorologique pour prédire le rayonnement solaire facilite le travail ,mais ce n'est pas le cas pour certains sites. A partir de là, une méthode de l'estimation et de calcul du rayonnement solaire et la prédiction des conditions climatiques est obligatoire pour accomplir l'étude.

Notre travail consiste à étudier et optimiser l'efficacité énergétique du cycle frigorifique à adsorption solaire, donc il est nécessaire de connaître la méthode pour estimer l'irradiation solaire dans le site d'étude pour une période donnée pendant l'année.

1.2. Notions astronomiques

Dans cette partie on donne quelques notions de base dans l'astronomie qui décrit la position du soleil et se trouvent essentielles et rentrent dans le calcul du rayonnement solaire.

1.2.1. Définitions

Rayonnement solaire :

Le noyau du soleil est le siège de réactions thermonucléaires qui produisent surtout de l'hélium et un rayonnement sous une température de plusieurs dizaines de millions de degrés. Une grande partie du rayonnement se situe dans le domaine de la lumière visible. Le reste se situe essentiellement dans le domaine des infrarouges et une faible partie dans celui des ultraviolets [10].en traversant l'atmosphère, le rayonnement solaire subit au plusieurs chemins comme l'indique la figure suivante.

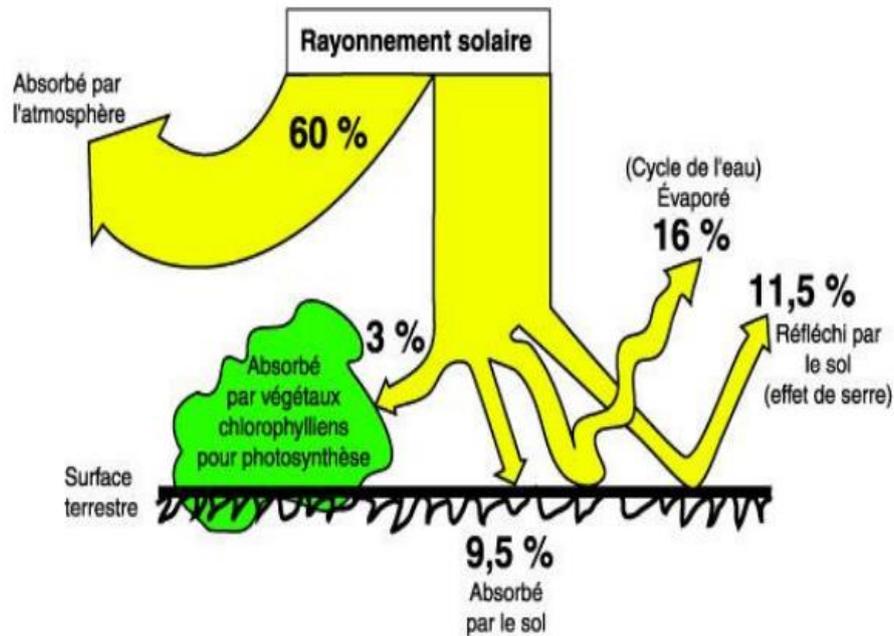


Fig.1.2. Rayonnement solaire [10].

Rayonnement direct

Le rayonnement solaire reçu du soleil sans avoir été dispersés par l'atmosphère [11].

Rayonnement diffus

Le rayonnement solaire reçu du soleil après que sa direction a été modifiée par diffusion par l'atmosphère [11].

Rayonnement solaire total

La somme du rayonnement direct et du rayonnement solaire diffus sur une surface [11].

Latitude φ

La position angulaire au nord ou au sud de l'équateur, nord positif [11].

Déclinaison δ :

La position angulaire du soleil à midi par rapport au plan de l'équateur, nord positif [11]. Et sa valeur en degrés.

Il existe plusieurs formules pour donner l'expression de la déclinaison, on peut trouver celle donné par [12] :

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (1.1)$$

n : Le nombre de jour de l'année de 1 à 365.

Tab.1.1. Jours moyens recommandés pour les mois et valeurs de n par mois [11].

Mois	n pour ième Jour du mois	la moyenne du mois		
		date	n	δ
Janvier	i	17	17	-20.9
Février	31+i	16	47	-13.0
Mars	59+i	16	75	-2.4
Avril	90+i	15	105	9.4
Mai	120+i	15	135	18.8
Juin	151+i	11	162	23.1
Juillet	181+i	17	198	21.2
Aout	212+i	16	228	13.5
Septembre	243+i	15	258	2.2
Octobre	273+i	15	288	-9.6
Novembre	304+i	14	318	-18.9
Décembre	334+i	10	344	-23.0

Inclinaison β

L'angle entre le plan de la surface et l'horizontale [11].

Angle d'azimut γ

La déviation de la projection sur un plan horizontal de la normal à la surface du méridien local, avec zéro plein sud, est négatif et ouest positif [11].

Angle d'altitude solaire α_s

C'est l'angle entre l'horizontale et la ligne vers le soleil, c'est-à-dire le complément de l'angle de zénith [11].

Angle d'incidence θ

C'est l'angle entre le rayonnement direct sur une surface et la normale à cette surface [11].

Angle horaire ω

Le déplacement angulaire du soleil de l'est à l'ouest du méridien local dû à la rotation de la terre sur son axe à 15° par heure ; matin négatif, après-midi positif.

L'angle horaire est calculé par [13] :

$$\omega = 15(t_s - 12) \quad (1.2)$$

Avec : t_s est le temps solaire exprimé en heures et ω en degrés.

L'angle horaire du soleil est l'angle horaire du soleil au coucher/lever .Sa formule est donnée par [14] et exprimé en radians :

$$\cos \omega_s = -\tan \varphi \tan \delta \quad (1.3)$$

Angle de zénith Z

L'angle du soleil par rapport à une ligne perpendiculaire à la surface de la terre.

On peut la calculer par la formule suivante [15] :

$$\cos Z = \cos \delta \cos \varphi \cos \omega + \sin \delta \sin \varphi \quad (1.4)$$

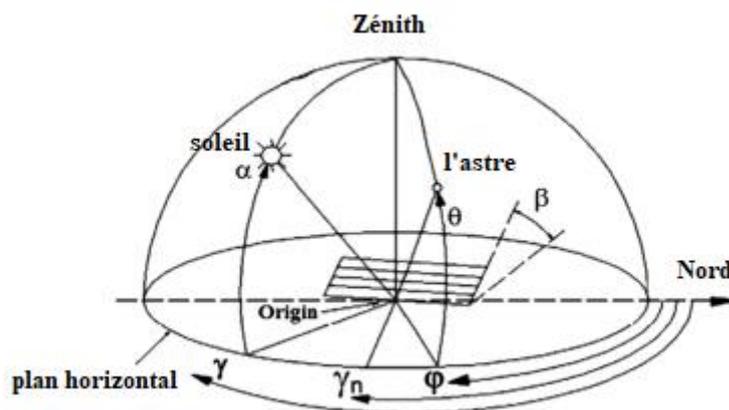


Fig.1.3. Zénith, azimut et l'angle horaire [14].

1.2.2. Rayonnement solaire extraterrestre G_{oh}

Le rayonnement solaire incident en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé rayonnement solaire extraterrestre. En moyenne, l'irradiance extraterrestre est de 1367 W/m² (constante solaire) [16].

$$H_0 = \frac{24}{\pi} I_{sc} E_0 [\cos \delta \cos \varphi \sin \omega + \frac{\pi \omega}{180} \sin \delta \sin \varphi] \quad (1.5)$$

Avec E_0 est le facteur de correction de l'orbite terrestre donné par :

$$E_0 = 1 + 0.033 \frac{2\pi d_n}{365} \quad (1.6)$$

d_n est le nombre de jour pendant l'année.

Comme paramètre de corrélation, on utilise le rapport rayonnement terrestre sur rayonnement extraterrestre donné par [17] comme suit :

$$K_h = \frac{H_h}{H_0} \quad (1.7)$$

H_0 Est l'irradiation quotidienne totale sur une surface horizontale.

1.3. Estimation du rayonnement solaire

L'irradiation solaire est mesurée dans plusieurs sites à travers le monde entier et qui varie selon l'emplacement, l'heure, le jour et la saison. il peut se propager comme rayonnement diffus ou rayonnement direct et l'ensemble forme le rayonnement global, comme il peut se tomber sur des surfaces horizontales ou des surfaces inclinés.

1.3.1. Estimation du rayonnement par ciel clair

La diffusion et l'absorption du rayonnement solaire par l'atmosphère varient avec le temps en fonction des conditions atmosphériques et de la masse d'air. Donc, il est nécessaire de définir les conditions standards du ciel « clair » pour calculer le rayonnement horaire et journalier serait reçu sur une surface dans ces conditions.

Le modèle de [18] donne une méthode pour estimer le rayonnement direct transmis à travers le ciel clair qui prend en compte l'angle de zénith et l'altitude pour une atmosphère standard et pour différents types de climat.

Le facteur de transmission atmosphérique pour le rayonnement direct τ_b est G_{bn}/G_{on} (ou G_{bT}/G_{oT} est donné sous la forme [11] :

$$\tau_b = a_0 + a_1 e^{\left(\frac{-k}{\cos\theta_z}\right)} \quad (1.8)$$

Les constantes a_0 , a_1 et k sont donnés pour a_0^* , a_1^* et k^* avec une altitude inférieure à 2.5km par les expressions suivantes :

$$a_0^* = 0.4237 - 0.00821(6 - A)^2 \quad (1.9)$$

$$a_1^* = 0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2 \quad (1.10)$$

$$k^* = 0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2 \quad (1.11)$$

Avec A est l'altitude de l'observateur en kilomètres.

Le rayonnement direct normal en ciel clair est donné par [11] :

$$G_{cbn} = G_{on}\tau_b \quad (1.12)$$

Avec : G_{on} est l'irradiation extraterrestre donné dans l'équation (4).

Le rayonnement direct horizontal par ciel clair est [11] :

$$G_{cb} = G_{on}\tau_b \cos\theta_z \quad (1.13)$$

1.3.2. Estimation du rayonnement solaire moyen

Les données de rayonnement sont la meilleure source d'information pour estimer le rayonnement incident moyen. En l'absence de ces données ou de données provenant d'emplacements proches de climat similaire, il est possible d'utiliser des relations empiriques pour estimer le rayonnement des heures d'ensoleillement ou de nébulosité [11].

L'équation qui relie le rayonnement quotidien moyen mensuel au rayonnement par temps clair sur un site en fonction de la fraction moyenne des heures d'ensoleillement possible est donné par [11] :

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = a + b \frac{\bar{n}}{N} \quad (1.14)$$

\bar{H} : Rayonnement quotidien moyen mensuel sur la surface horizontale.

\bar{n} : Heures quotidiennes moyennes mensuelles d'ensoleillement.

\bar{N} : Durée du jour moyen du mois

\bar{H}_0 : Le rayonnement extraterrestre moyenné sur la période de temps dans un site donnée. a et b sont des constantes empiriques. [15] ont développés ensemble de valeurs pour a et b pour divers sites et types de climat. Le rapport $\frac{\bar{n}}{\bar{N}}$ est calculé, tabulé et donnée dans le tableau suivant :

Tab.1.2. Valeurs moyennes mensuels de \bar{H}_0 , $\frac{\bar{n}}{\bar{N}}$ [8].

Mois	\bar{H}_0 (MJ/m ²)	\bar{N} (h)	$\frac{\bar{n}}{\bar{N}}$
Janvier	13.36	9.2	0.49
Février	18.80	10.3	0.55
Mars	26.01	11.7	0.59
Avril	33.75	13.2	0.57
Mai	39.39	14.5	0.63
Juin	41.74	15.2	0.67
Juillet	40.52	14.0	0.66
Aout	35.88	13.8	0.73
Septembre	28.77	12.3	0.70
Octobre	20.89	19.8	0.67
Novembre	14.61	9.5	0.44
Décembre	11.90	8.5	0.44

1.3.3. Répartition des jours et heures clair et nuageux

On définit l'indice de clarté moyen mensuel comme étant le rapport entre le rayonnement quotidien moyen mensuel sur une surface horizontale au rayonnement extraterrestre quotidien moyen mensuel. Sous forme d'équation donnée par [11] :

$$\overline{K_T} = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (1.15)$$

On définit aussi un indice de clarté quotidien K_T comme le rapport du rayonnement d'un jour particulier au rayonnement extraterrestre pour ce jour-là. Sous forme d'équation [11] :

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (1.16)$$

Un indice de clarté horaire K_T peut également être défini par [11] :

$$K_T = \frac{I}{I_0} \quad (1.17)$$

1.3.4. Rayonnement horaire total (diffus et direct) sur des plans horizontal

Les corrélations qui donnent l'estimation du rayonnement horaire total horizontal sont en fonction du K_T l'indice de clarté horaire.

Une approche consiste à corrélérer $\frac{I_d}{I}$, la fraction du rayonnement horaire sur un plan horizontal qui est diffus, est donnée par [19] :

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09K_T & \text{pour } K_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604K_T + 4.388K_T^2 - 16.638K_T^3 & \text{pour } 0.22 < K_T \leq 0.8 \\ +12.336K_T^4 & \\ 0.165 & \text{pour } K_T > 0.8 \end{cases} \quad (1.18)$$

D'autres corrélations ont été modifiées, et qui rajoutent des variations statistiques [20] aux corrélations précédentes.

1.3.5. Rayonnement journalier total (diffus et direct) sur des plans horizontal

Le rayonnement total journalier est représenté par la fraction moyenne qui est diffusée, $\frac{H_d}{H}$ est en fonction de l'indice de clarté du jour K_T et dépendance saisonnière représenté par l'angle horaire du soleil ω_s .

Les équations représentant cet ensemble de corrélations sont donnés par [19] :

Pour $\omega_s \leq 81.4^\circ$:

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1.0 - 0.2727K_T + 2.4495K_T^2 - 11.9514K_T^3 + 9.3879K_T^4 & \text{pour } K_T < 0.715 \\ 0.143 & \text{pour } K_T \geq 0.715 \end{cases} \quad (1.19.a)$$

Pour $\omega_s > 81.4^\circ$:

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1.0 + 0.2832K_T - 2.5557K_T^2 + 0.8448K_T^3 & \text{pour } K_T < 0.722 \\ 0.143 & \text{pour } K_T \geq 0.722 \end{cases} \quad (1.19.b)$$

1.3.6. Rayonnement mensuel total (diffus et direct) sur des plans horizontal

Dans ce cas, le rayonnement solaire est donné sous forme de corrélations qui exprime la fraction mensuelle diffuse $\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}}$ en fonction de l'indice de clarté moyen mensuel $\overline{K_T}$ avec une dépendance saisonnière représenté par l'angle horaire du soleil ω_s . Les équations représentant ces corrélations sont données par :

Pour $\omega_s \leq 81.4^\circ$ et $0.3 \leq \overline{K_T} \leq 0.8$:

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.391 - 3.560\overline{K_T} + 4.189\overline{K_T}^2 - 2.137\overline{K_T}^3 \quad (1.20.a)$$

Et pour $\omega_s > 81.4^\circ$ et $0.3 \leq \overline{K_T} \leq 0.8$:

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.311 - 3.022\overline{K_T} + 3.427\overline{K_T}^2 - 1.821\overline{K_T}^3 \quad (1.20.b)$$

Ces corrélations ont été représentées sous forme de graphes.

1.3.7. Estimation du rayonnement horaire à partir des données journalières

Pour une étude de performance du système avec un intervalle de temps horaire, il est nécessaire de les estimer à partir des données quotidiennes (journalières). Des études statistiques sur le rayonnement total journalier sur des surfaces horizontales en utilisant des données mensuelles moyennes ont pu définir le rapport r_t du rayonnement total horaire sur le rayonnement total quotidien, en fonction de la durée du jour et de l'heure. Ce rapport est donné par [11] :

$$r_t = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s} \quad (1.21.a)$$

Les coefficients a et b sont donnés par :

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (1.21.b)$$

$$b = 0.6609 + 0.4767 \sin(\omega_s - 60) \quad (1.21.c)$$

ω Est l'angle horaire en degrés et ω_s est l'angle horaire du coucher du soleil en degrés.

1.3.8. Rayonnement total sur les surfaces inclinées

Dans la section précédente, on a traité l'estimation de l'irradiation solaire globale, directe et diffuse sur les surfaces horizontales. Dans cette partie, on verra le calcul du rayonnement sur les surfaces inclinées lorsque le rayonnement global sur la surface horizontale est connu.

Le modelé de l'irradiation diffus suggéré par le ciel clair prend en considération de trois parties. La première est une partie isotrope, reçue uniformément de tout le dôme céleste. La seconde est diffuse circumsolaire, résultant de la diffusion vers l'avant du rayonnement solaire et concentrée dans la partie du ciel autour du soleil. Le troisième, appelé éclaircissement de l'horizon, est concentré près de l'horizon [11].

Il est supposé que la combinaison du rayonnement diffus et réfléchi par le sol est isotrope [8,21]. Avec cette hypothèse, la somme du rayonnement diffus du ciel et du rayonnement réfléchi par le sol sur la surface inclinée est la même quelle que soit l'orientation, et le rayonnement total sur la surface inclinée est la somme de la contribution du rayonnement direct calculée comme $I_b R_b$ et le rayonnement diffus sur une surface horizontale, I_d [11].

R Par définition est le rapport du rayonnement total sur la surface inclinée à celui de la surface horizontale.

$$R = \frac{I_T}{I} = \frac{\text{l'irradiation total sur surface inclinée}}{\text{l'irradiation total sur surface horizontale}} \quad (1.22)$$

Lorsque le rayonnement direct est important et dominant et le rayonnement diffus et le rayonnement réfléchi est concentré dans la zone de soleil, alors dans ce cas :

$$R = R_b \quad (1.23)$$

Le modèle qui décrit le rayonnement sur les surfaces inclinés est sous le nom de : le modèle isotrope diffus et dérivé par [19].il prend en considération trois composantes : le rayonnement direct, le rayonnement isotrope diffus et le rayonnement solaire réfléchi de manière diffuse par le sol.

Une surface inclinée à la pente β de l'horizontale a un facteur de forme vers le ciel, l'équation donnant le rayonnement solaire total sur la surface inclinée pendant une heure est décrite comme la somme de trois termes :

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (1.24)$$

Avec :

$\frac{1 + \cos \beta}{2}$: est le facteur de forme F_{c-s} de surface inclinée de l'angle β de l'horizontale, vers le ciel.

$\frac{1-\cos \beta}{2}$: est le facteur de forme F_{c-g} de surface inclinée de l'angle β de l'horizontale, vers le sol.

ρ_g : est la réflectance diffuse de l'entourage du rayonnement solaire total.

Et par définition de R :

$$R = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I} \left(\frac{1+\cos \beta}{2} \right) + \rho_g \left(\frac{1-\cos \beta}{2} \right) \quad (1.25)$$

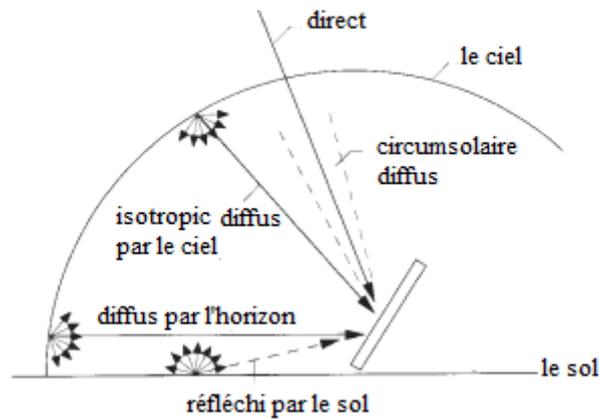


Fig.1.4. Rayonnement solaire total sur une surface inclinée [11].

Des modèles améliorés ont été développés qui tiennent compte de la composantes diffuses circumsolaires et de du rayonnement réfléchi par l'horizon sur une surface inclinée.

Le modèle de [22] est basé sur l'hypothèse que tout le diffus peut être représenté par deux composantes, le rayonnement isotrope et le circumsolaire.

Le rayonnement diffus sur une surface inclinée s'écrit sous la forme [22] :

$$I_{d,T} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} \quad (1.26)$$

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - A_i) \left(\frac{1+\cos \beta}{2} \right) + A_i R_b \right] \quad (1.27)$$

A_i est un indice d'anisotropie qui est une fonction de la transmittance de l'atmosphère pour le rayonnement direct.

$$A_i = \frac{I_b}{I_0} \quad (1.28)$$

L'indice d'anisotropie détermine une portion du rayonnement direct horizontal, il est considéré incident avec le même angle du rayonnement direct. Dans des conditions claires, A_i sera élevé et la plus grande partie du diffus sera supposée être diffusée vers l'avant. Quand il n'y a pas de rayonnement direct, A_i sera nul.

Le rayonnement total sur une surface inclinée est donné finalement par l'expression suivante [11] :

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d [(1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_{\rho_g} \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)] \quad (1.29)$$

1.3.9. Rayonnement direct sur surfaces mobiles

Dans les sections précédentes, on a traité le rayonnement solaire sur des plans horizontaux et inclinés mais sur des surfaces fixes. Alors qu'il est essentielle l'estimation du rayonnement solaire sur des surfaces mobiles dans différentes orientations. Plusieurs applications à énergie solaire utilise des concentrateurs qui fonctionne avec du rayonnement direct seulement et qui bouge pour capter le soleil. Le mouvement du suivi du soleil est en fonction de la déclinaison, latitude et de l'angle horaire pour chaque irradiation incident.

A chaque instant le rayonnement direct sur une surface mobile est une fonction de G_{bn} , le rayonnement direct sur un plan normal à la direction de propagation du rayonnement. il est donné par [11] :

$$G_{bT} = G_{bn} \cos \theta \quad (1.30)$$

Avec :

θ est l'angle d'incidence du rayonnement direct sur une surface mobile et qui dépend de l'axe de rotation.

1.4. Mesure directe du rayonnement solaire

On a vu que le rayonnement solaire global est composé du rayonnement direct et diffus, et que ce rayonnement est estimé et calculé dans la plus part des cas par des méthodes et corrélations donnés. Sauf que ce rayonnement peut être mesuré directement par des appareils afin de le pouvoir utilisé dans des calculs. la partie suivante montre les systèmes de mesure de tous types du rayonnement solaire.

1.4.1. Rayonnement solaire direct

C'est le rayonnement qui arrive au sol sans avoir subi aux diffusions ou changement de la trajectoire par les différentes particules : substances gazeuses, particules solides... contenus dans l'atmosphère.

Sa mesure s'effectue par un pyréliomètre (fig.5), un appareil dont sa surface est exposée perpendiculairement au rayonnement solaire.



Fig.1.5. Pyréliomètre [23].

1.4.2. Rayonnement solaire diffus

C'est le rayonnement ayant subi des diffusions et des changements de trajectoires par les collisions avec les particules contenus dans l'atmosphère.

La mesure de rayonnement diffus se fait par un système appelé : pyromètre (fig.6).



Fig.1.6.Pyromètre [23].

1.4.3. Rayonnement solaire global

C'est le rayonnement reçu sur une surface horizontale provenant du soleil contenant le rayonnement direct et diffus. sa mesure est effectuée par un instrument : Pyranomètre (fig.7), un capteur de flux thermique reçu directement sur sa surface en watts/mètres carré.



Fig.1.7. Pyranomètre [23].

1.4.4. Albédo

Le rayonnement solaire est en partie absorbé par le sol et une partie est en réfléchi. Le rapport de la partie réfléchi du rayonnement solaire par le sol sur le rayonnement incident est appelé l'albédo, et sa valeur est compris entre 0 et 1 et varie en fonction de la nature du sol. Ce rapport est mesuré à l'aide d'un instrument : l'Albédomètre (fig.8), un appareil composé de deux Pyranomètre en opposition : l'un est orienté vers le sol et l'autre vers le ciel.

La mesure du rayonnement solaire en Algérie est réalisée par l'Office National de la Météorologie (O.N.M) à travers son réseau constitué de quatre-vingt et une (81) stations météorologiques, Parmi celles-ci, seules sept (07) stations équipées de pyranomètres et servent donc à mesurer l'intensité du rayonnement solaire [23].



Fig.1.8. Albédomètre [23].

On donne quelques valeurs de l'albédo en fonction de la nature de sol dans le tableau suivant (tableau.3).

Tab.1.3.Valeurs de l'albédo en fonction de la nature de sol [23].

Nature dusol	Valeur	Valeur moyenne
Sable sec	0,1 à 0,4	0,25
Désert	0,2 à 0,4	0,30
Prairies, herbages	0,2 à 0,3	0,25
Forêt	0,1 à 0,2	0,15
Neige fraiche	0,7 à 0,8	0,80
Neige fondante	0,5 à 0,7	0,60
Habitat très dense	0,1 à 0,2	0,15
Habitat	0,15 à 0,25	0,20

La figure suivante montre la répartition géographique de stations menées des pyranomètres en Algérie.

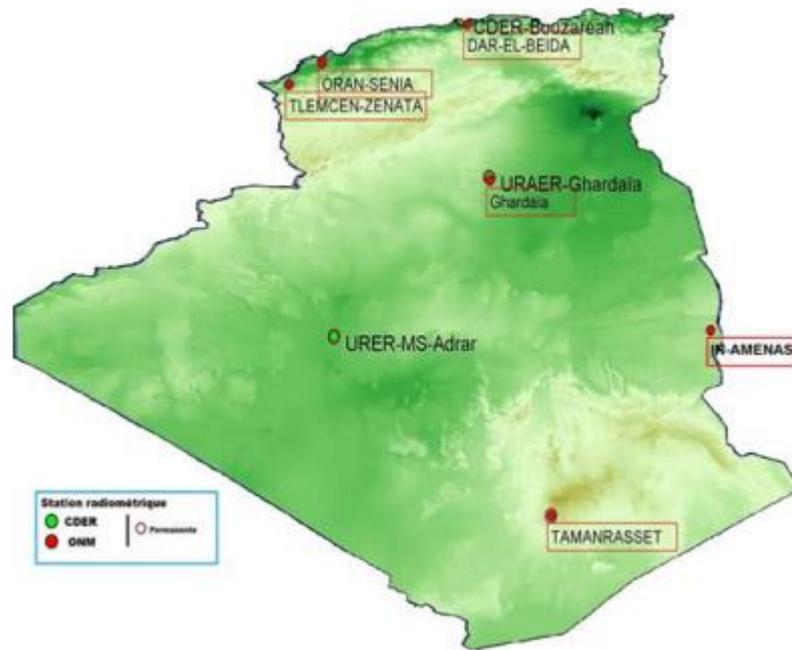


Fig.1.9. Stations météorologiques mesurant le rayonnement solaire en Algérie [23].

1.4.5. Duré d'enseillement

La durée d'enseillement c'est le nombre d'heures dans une journée du lever de soleil au coucher de soleil ce qui correspond au soleil à partir du moment où elle est visible, Ceci est mesuré par l'héliographe (fig.1.10).

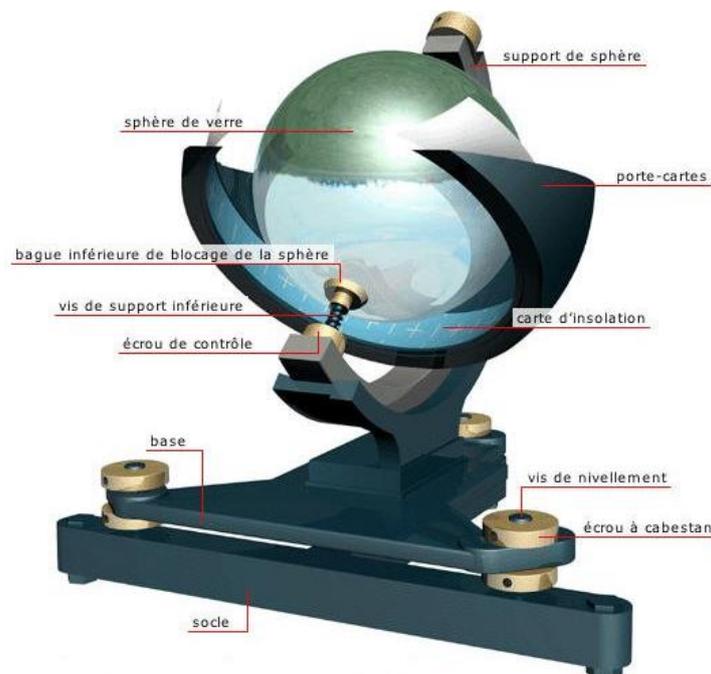


Fig.1.10. Héliographe [23]

1.5. Potentiel solaire en Algérie

La durée moyenne d'ensoleillement du territoire algérien dépasse les 2000 heures annuelles, pour atteindre près de 3500 heures d'ensoleillement dans le désert du Sahara. Le total d'énergie reçue est estimé à 169 400 TWh/an, soit 5000 fois la consommation d'électricité annuelle du pays [24], avec une moyenne d'énergie solaire quotidienne de 6 kWh/m²/jour [23].

Tab.1.4. Durée d'ensoleillement dans le territoire Algérien [24].

Zones géographiques	Région côtière	Hauts plateaux	Sahara
Durée moyenne d'ensoleillement (heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/m ² /an)	1700	1900	2650

La figure suivante (fig.1.11) montre la durée d'ensoleillement annuelle moyenne en Algérie.

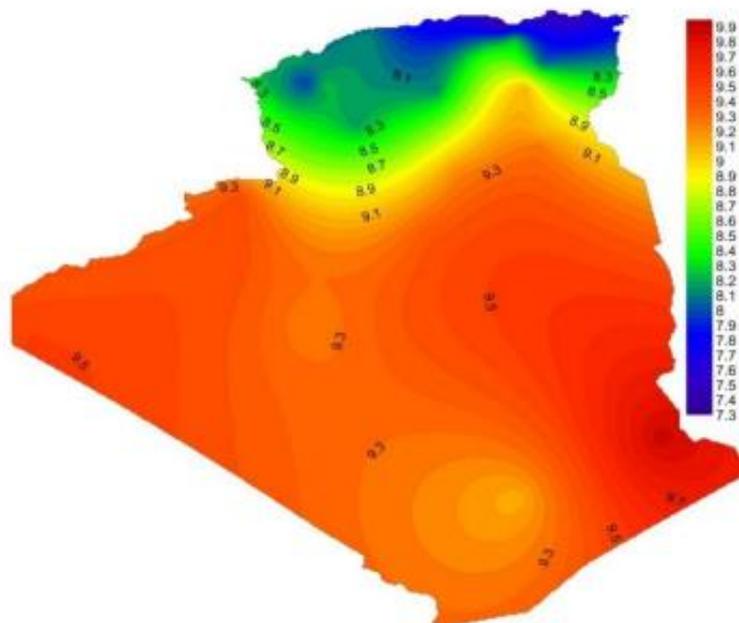


Fig.1.11. Durée d'ensoleillement moyenne annuelle en Algérie [23].

1.6. Conclusion

Cette partie a été consacré pour l'étude du rayonnement solaire vu que cette recherche est une application a énergie solaire, donc cela nécessite faire rappel des notions d'astronomie et qui fait partie du calcul du rayonnement solaire, les différentes composantes du rayonnement et les modèles existants brièvement pour l'estimer. Nous avons définis et présenter aussi les moyens de mesure direct du rayonnement solaire et le potentiel solaire en Algérie.

Chapitre 2
Technologies de Réfrigération solaire

Chapitre 2

Technologies de Réfrigération solaire

2.1. Introduction

La production du froid est appliquée dans plusieurs domaines tels que le domaine de l'agroalimentaire, la conservation des produits pharmaceutiques et le secteur de la climatisation et confort. Ce dernier est considéré le plus vaste en mode d'utilisation de de l'énergie pour le satisfaire. Les cycles de réfrigération conventionnels à compression de vapeur fonctionnent de manière inverse du concept de développement durable.

Le secteur du bâtiment est responsable de 30-40% de la consommation énergétique mondiale [25-26] et avec le secteur industriel sont les secteurs les plus énergétiquement intenses [27]. L'énergie solaire est l'énergie la plus appropriée parmi toutes les énergies renouvelables existantes qui peut être utilisé dans le secteur de bâtiment pour fournir de l'énergie électrique, la climatisation et le chauffage des bâtiments, car ce type d'énergie est conduit à la diminution des pics élevés de consommation d'électricité en été et il a une grande compatibilité entre l'offre de la source et la demande de charge [28-30].

Récemment, plusieurs recherches visent le développement des technologies de chauffage, climatisation et réfrigération par énergie solaire et qui peuvent éliminer les facteurs indésirables des cycles de réfrigération à compression de vapeur comme réduire la consommation énergétique, réduire les émissions des gaz à effet serre due à la production d'électricité par les énergies fossiles.

Dans ce chapitre, une recherche de l'état de l'art est présentée des différentes technologies de la réfrigération disponibles à partir de l'énergie solaire. la recherche couvre le froid solaire électrique, le froid solaire thermique et d'autres nouvelles technologies.

2.2. Réfrigération solaire électrique

Les technologies de réfrigération solaire font objet de recherches ces dernières années grâce à la grande disponibilité énergétique à source d'énergie solaire et la nature non polluante de cette énergie ainsi que l'épuisement des ressources d'énergie électrique conventionnelle telle que le gaz naturel, pétrole, charbon...

D'autre part Les technologies de réfrigération solaire sont divisées en deux grandes familles : réfrigération solaire électrique et thermique. Cette section est consacrée pour la description de principales technologies réfrigération solaire électrique.

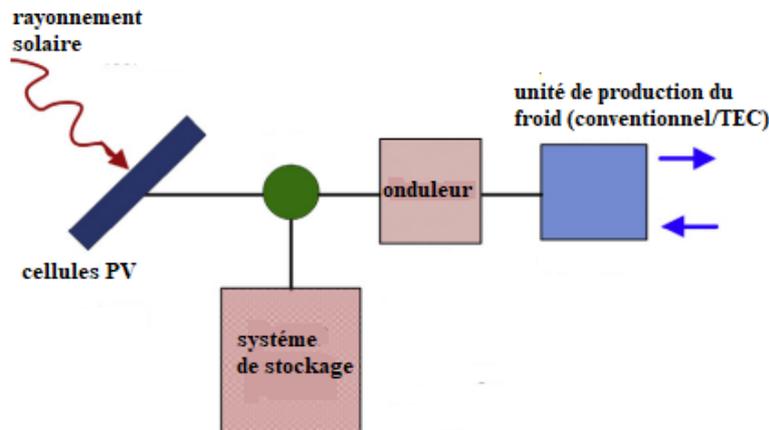


Fig.2.1. Configuration de base d'un système de réfrigération solaire électrique [31].

2.2.1. Réfrigération solaire photovoltaïque

Ce système consiste principalement à convertir le rayonnement solaire reçu sur les panneaux photovoltaïques en électricité avant de l'utiliser pour produire du froid soit par les cycles de réfrigération conventionnels à compression de vapeur où par les systèmes Peltier.

2.2.1.1. Principe de fonctionnement

Lorsqu'une cellule PV est exposée au rayonnement solaire, le photon est absorbé par la jonction P-N, ce qui crée une différence de potentiel à travers la jonction. Les porteurs de charge commencent à circuler et le photo-courant résultant est noté I_{PV} , qui est mis en parallèle par une diode à jonction P-N [32].

Alors que la sortie d'une cellule PV est généralement en courant continu (CC), la plupart des appareils électriques domestiques et industriels utilisent courant alternatif (AC). Par conséquent, un système de refroidissement PV complet se compose généralement de quatre composants de base : modules photovoltaïques, une batterie, un circuit onduleur et une unité CA de compression de vapeur [31].

- Les cellules photovoltaïques produisent de l'énergie électrique en convertissant le rayonnement solaire en courant continue (DC).

- Les batteries sont utilisées pour stocker de l'énergie électrique en mode de charge lorsque l'énergie solaire est disponible et fournissant de l'énergie électrique en absence de l'énergie solaire.
- L'onduleur est utilisé pour convertir le courant continu (DC) en courant alternatif (AC)
- L'unité de compression de vapeur, c'est la partie qui utilise l'énergie fournie par l'onduleur pour produire du froid par le cycle conventionnel.

Le système de réfrigération photovoltaïque peut fonctionner en mode autonome comme il peut fonctionner en mode hybride i.e. avec un système d'appoint (centrale à gaz/hydro/fuel).

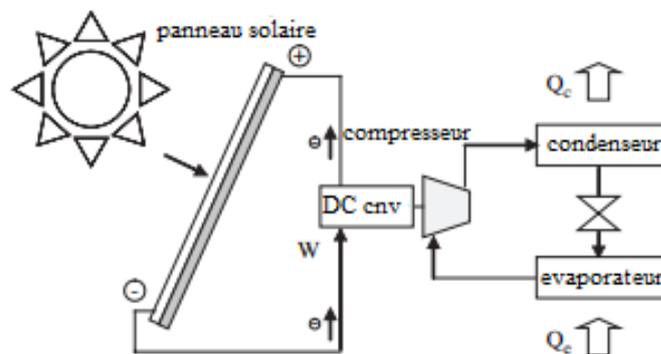


Fig. 2.2. Schéma du système de réfrigération photovoltaïque [33].

2.2.1.2. Cellules PV [34]

La cellule photovoltaïque constitue l'élément de base des panneaux solaires photovoltaïques. Il s'agit d'un dispositif semi-conducteur à base de silicium délivrant une tension de l'ordre de 0,5 à 0,6 V. C'est le seul moyen connu actuellement pour convertir directement la lumière en électricité.

La cellule photovoltaïque est fabriquée à partir de deux couches de silicium (matériau semi-conducteur) :

- une couche dopée avec du bore qui possède moins d'électrons que le silicium, cette zone est donc dopée positivement (zone P)
- une couche dopée avec du phosphore qui possède plus d'électrons que le silicium, cette zone est donc dopée négativement (zone N).

Lorsqu'un photon de la lumière arrive, son énergie crée une rupture entre un atome de silicium et un électron, modifiant les charges électriques. Les atomes chargés positivement vont alors dans la zone P et les électrons, chargés négativement dans la zone N. Une différence de potentiel électrique, c'est-à-dire une tension électrique, est ainsi créée. C'est ce qu'on appelle l'effet photovoltaïque.

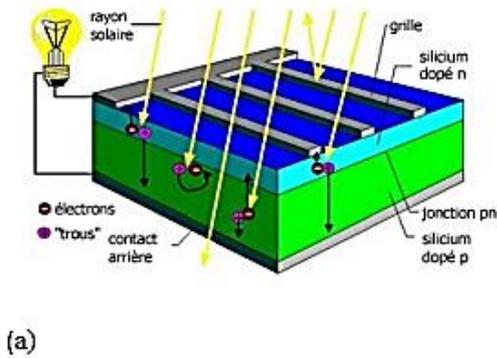


Fig. 2.3. (a) cellule photovoltaïque. (b) centrale solaire photovoltaïque.

2.2.1.3. Performance

On définit l'efficacité du panneau photovoltaïque comme étant le rapport entre la puissance w en (KW) sur le produit de la surface du panneau A_s et l'irradiation solaire direct I_p (kW/m²).

$$\eta_{solpow} = \frac{W}{I_p \times A_s} = \frac{W}{Q_s} \quad (2.1)$$

L'efficacité de la machine de réfrigération est définie comme étant le rapport entre la puissance de refroidissement Q_c et le travail d'entrée de compression nécessaire à la production du froid W .

$$\eta_{powcool} = \frac{Q_c}{W} \quad (2.2)$$

Le rendement total de système de réfrigération photovoltaïque est donné par la combinaison des deux équations précédentes comme suit :

$$\eta_{sol_{cool}} = \eta_{sol_{pow}} \times \eta_{pow_{cool}} = \frac{Q_c}{Q_s} \quad (2.3)$$

Le COP de ce type de systèmes de réfrigération est limité entre 1.1 et 3.3 pour différentes températures d'évaporation entre -5 et 15 °C et les températures de condensation entre 45 et 61°C [33].

Plusieurs facteurs appartiennent comme inconvénients dans la commercialisation de cette technologie. Ils doivent être équipés d'un moyen pour faire face à la variation du courant électrique à la sortie de l'unité électrique comme les batteries et les systèmes d'appoint lorsque le système est connecté à la centrale électrique conventionnelle (à gaz, à vapeur ...). Un autre inconvénient, c'est le prix des panneaux solaires photovoltaïques qui devraient être moins chère pour mieux concurrencer les autres technologies de réfrigération.

2.2.2. Réfrigération solaire thermoélectrique

On a mentionné dans la partie précédente que la réfrigération électrique entraîné par les panneaux photovoltaïques peut fonctionner suivant les cycles conventionnels à compression de vapeur comme il peut fonctionner selon le système thermoélectrique.

2.2.2.1. Principe de fonctionnement

Un refroidisseur thermoélectrique (TE), parfois appelé module thermoélectrique (TEM) ou refroidisseur Peltier, est un composant électronique à base de semi-conducteur qui fonctionne comme une petite pompe à chaleur [35]. En appliquant une source d'alimentation CC basse tension à un module TE ; la chaleur sera déplacée à travers le module d'un côté à l'autre. Une face du module sera donc refroidie tandis que la face opposée sera simultanément chauffée. Il est important de noter que ce phénomène peut être inversé et qu'un changement de polarité (plus et moins) de la tension continue appliquée entraînera un déplacement de la chaleur dans le sens inverse [36]. Par conséquent, le système de réfrigération thermoélectrique peut fonctionner à la fois pour le chauffage (pompe à chaleur) et pour la réfrigération.

Le principe de fonctionnement du TEM est basé sur l'effet Peltier. L'effet Peltier est une différence de température créée en appliquant une tension entre deux électrodes connectées à un échantillon de matériau semi-conducteur pour créer un côté chaud et un côté froid. Le côté froid du module thermoélectrique est utilisé pour la climatisation donc fournir un

refroidissement à l'espace froid. D'autre part, la chaleur du côté chaud est utilisée à des fins de chauffage [36].

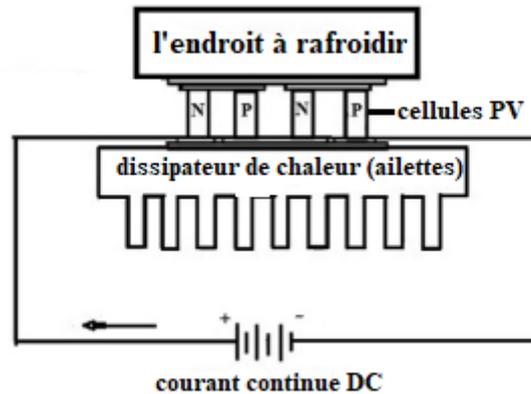


Fig. 2.4. Schéma du système de réfrigération thermoélectrique [37].

Les éléments thermoélectriques sont constitués de matériaux semi-conducteurs tels que le bismuth et l'alliage d'antimoine (Bi_2Te_3 et Sb_2Te_3) [38].

Ce type de système de réfrigérateurs n'admet pas de pièces mobiles ou de réfrigérants avec un volume qui peut être très petit, ils ont été utilisés dans le refroidissement des puces électroniques, les réfrigérateurs portables et les applications spatiales comme les satellites où la taille physique d'un système de refroidissement est extrêmement limitée.

2.2.2.2. Performance

Le COP de système de réfrigération thermoélectrique est donné par le rapport entre la puissance électrique Q_{te} et la puissance de refroidissement absorbé par l'endroit à refroidir Q_c donné par l'expression suivant [38] :

$$COP = \frac{Q_c}{Q_{te}} \quad (2.4)$$

Avec :

$$Q_c = S_m T_c I_c + \frac{I_c^2 R_m}{2} - K_m \Delta T \quad (2.5)$$

Q_c : La puissance frigorifique du module thermoélectrique

Q_{te} : La puissance électrique du module thermoélectrique

S_m : Le coefficient de Seebeck de module de refroidissement thermoélectrique (TEC)

T_c : La température de refroidissement

I : Le courant électrique

R_m : La résistance de module de refroidissement thermoélectrique (TEC)

K_m : La conductance de module de refroidissement thermoélectrique (TEC)

ΔT : La différence de température (la haute température et la température de refroidissement)

$$Q_{te} = S_m I \Delta T + I^2 R_m \quad (2.6)$$

Le coefficient de performance de ce système de réfrigération est très faible, à l'ordre de 0,3 à 0,6 [39]. De petits climatiseurs thermoélectriques d'une capacité de quelques centaines de watts sont disponibles sur le marché.

2.2.3. Autres technologies

2.2.3.1. Réfrigération Stirling

Le réfrigérateur Stirling peut être connecté à des panneaux solaires photovoltaïques pour produire du froid. Les COP des réfrigérateurs Stirling sont inférieurs à ceux de compression à vapeur. [40] ont rapporté les résultats d'essais d'un petit réfrigérateur Stirling à piston libre (capacité de refroidissement maximale 100 W). Le COP a diminué de 1,6 à 0,8. Le développement d'un réfrigérateur ou d'un climatiseur Stirling a rencontré de nombreuses difficultés pratiques. Les problèmes majeurs sont un faible COP et une densité de puissance limitée en raison du faible transfert de chaleur entre les fluides de travail [38].

2.2.3.2. Réfrigération thermo-acoustique

Les systèmes de réfrigération thermo-acoustique à entraînement solaire photovoltaïque sont une autre option pour la réfrigération solaire. Les systèmes de réfrigération thermo acoustique fonctionnent en utilisant des ondes sonores et un mélange inflammable de gaz inerte (hélium, argon, air) ou un mélange de gaz dans un résonateur pour produire du froid. Les dispositifs thermo acoustiques sont généralement caractérisés comme « ondes stationnaires » ou « ondes progressives » [41]. La figure suivante montre le principe d'un dispositif thermo-acoustique.

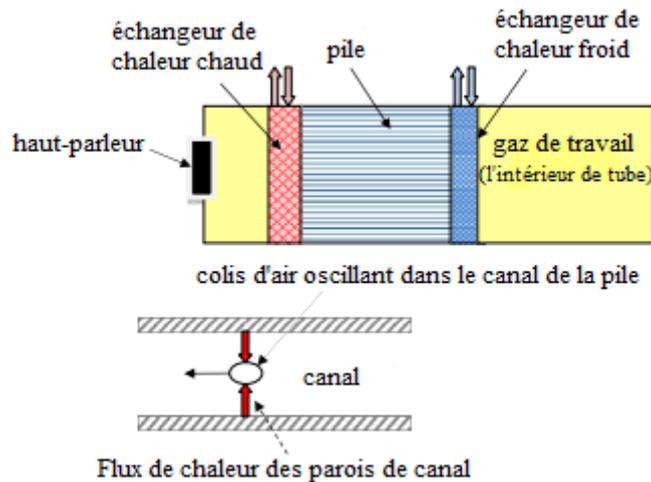


Fig. 2.5. Réfrigérateur thermo acoustique à ondes sonores [42].

Les principaux composants sont un cylindre fermé, un pilote acoustique, un composant poreux appelé « pile » et deux systèmes d'échangeurs de chaleur. L'application d'ondes acoustiques à travers un conducteur tel qu'un haut-parleur, fait résonner le gaz. Lorsque le gaz oscille d'avant en arrière, il crée une différence de température le long de la cheminée. Ce changement de température provient de la compression et l'expansion du gaz par la pression acoustique et le reste est une conséquence du transfert de chaleur entre le gaz et la cheminée. La différence de température est utilisée pour éliminer la chaleur du côté froid et la rejeter du côté chaud du système. Lorsque le gaz oscille d'avant en arrière à cause de l'onde sonore stationnaire, sa température change. Une grande partie du changement de température provient de la compression et de l'expansion du gaz par la pression acoustique (comme toujours dans une onde sonore), et le reste est une conséquence du transfert de chaleur entre le gaz et la cheminée [43].

Les rendements des systèmes de refroidissement thermo-acoustiques sont inférieurs à ceux des systèmes à compression de vapeur. [44] Ont rapporté les performances d'un système de réfrigération d'une capacité de refroidissement de 119 W conçu pour une armoire à glace de 200 l. Le système a donné un COP de 0,81 [38].

2.2.3.3. Réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique est basée sur l'effet magnétocalorique (MCE), une propriété de base des solides magnétiques caractérisée par une élévation de température réversible lorsqu'un champ magnétique est appliqué de manière adiabatique [45].

Des recherches récentes ont démontré un COP global de 3,0 avec un réfrigérateur/congélateur magnétique rotatif [38].

2.3. Réfrigération solaire thermique

La technologie de réfrigération solaire thermique est préférable et plus rentable par rapport aux technologies de réfrigération photovoltaïque car elle peut profiter plus du rayonnement solaire incident. Par conséquent, la réfrigération solaire thermique est devenue plus utilisée au fait que les capteurs thermiques convertis directement le rayonnement solaire incident en chaleur prête à utiliser.

Un système de réfrigération solaire thermique se compose de quatre composants principaux : un réseau de capteurs solaires, un réservoir pour le stockage thermique, une unité de climatisation thermique et un échangeur de chaleur [31,46]. Le capteur thermique reçoit l'énergie solaire et augmente en température, par conséquent, les réfrigérants à l'intérieur des tubes du collecteur deviennent chauds grâce à un processus de convection thermique. Le réservoir de stockage thermique est utilisé pour stocker les réfrigérants chauds des tubes du collecteur. L'unité thermique AC est alimentée par le réfrigérant chaud provenant du réservoir de stockage thermique et le réfrigérant circule dans tout le système. L'échangeur de chaleur est responsable du transfert de chaleur entre les espaces chauds et froids [46,47].

La figure suivante montre le système de réfrigération solaire thermique.

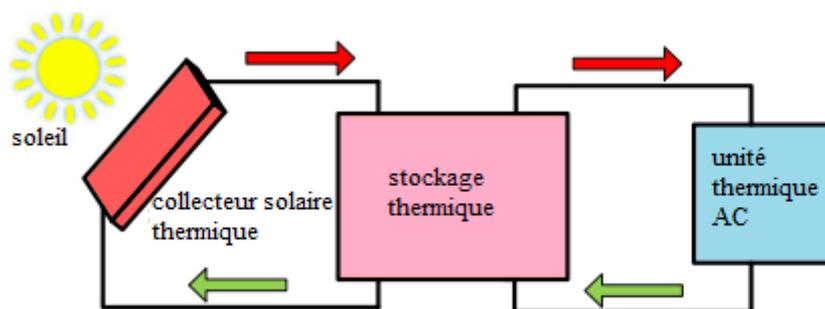


Fig. 2.6. Schéma du système de réfrigération solaire thermique [46].

La partie suivante décrit les principales technologies de réfrigération solaire thermique.

La technologie de sorption est l'une des techniques de réfrigération thermique. L'effet de froid est obtenu à partir des changements chimiques ou physiques entre le sorbant et le réfrigérant.

La technologie de sorption peut être classée soit en systèmes de sorption ouverts, soit en systèmes de sorption fermés [48].

2.3.1. Systèmes de sorption solaire à cycles ouverts

La réfrigération thermique à cycle ouvert fait partie de systèmes de déshydratation solides ou liquides qui sont utilisés pour la déshumidification ou l'humidification. Les systèmes de déshydratation fonctionnent suivant deux processus illustré et montré comme suit.

Le premier processus, appelé processus de sorption, le système échange de l'humidité de l'air dans un matériau déshydratant par la différence de pression de vapeur d'eau de l'air humide et du déshydratant. Pendant ce processus, la chaleur latente de la vapeur d'eau est libérée et la température augmente. Une fois que le matériau déshydratant est devenu humide, le deuxième processus appelé la désorption commence. Dans ce processus, appelé aussi de régénération, l'humidité capturée est libérée dans le flux d'air en augmentant la température du déshydrateur. Après régénération, le matériau déshydratant est refroidi par le courant d'air froid. Ensuite, il est prêt à absorber à nouveau l'humidité. Les systèmes de sorption à cycle ouverts servent à produire du froid avec déshumidification de l'endroit à refroidir.

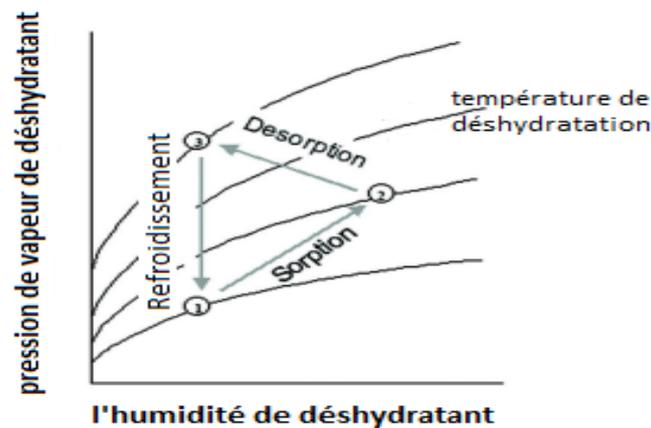


Fig. 2.7. Processus de transfert d'humidité par déshydratation [48].

La différence entre les déshydratants solides et liquides réside dans leur réaction à l'humidité. Les déshydratants solides, tels que le gel de silice, adsorbent principalement l'humidité, ce qui signifie qu'il n'y a pas de réaction chimique. Cependant, les matériaux déshydratants liquides absorbent généralement l'humidité en subissant un changement chimique ou physique [48].

2.3.1.1. Sorption liquide

Les matériaux les plus utilisés dans les systèmes de sorption liquides sont le chlorure de lithium (LiCl), le chlorure de calcium (CaCl) et le bromure de lithium (LiBr). Le système se compose essentiellement d'un régénérateur et d'une unité de traitement d'air, comme montré dans la figure.

Le déshydratant liquide est pulvérisé dans l'air et absorbe directement l'humidité de l'air de traitement. Ensuite, le liquide tombe dans un puisard, est pompé et re-pulvérisé dans l'air. Tout en absorbant l'humidité, le déshydratant devient plus chaud et la pression de vapeur partielle est augmentée. La concentration de déshydratant diminue et la teneur en eau augmente. Une petite quantité de déshydratant liquide est prélevée en continu du puisard vers le régénérateur pour éliminer l'eau qui est récupérée. La construction du régénérateur est similaire à celle de l'unité de traitement, le déshydrateur est également pulvérisé dans l'air. Le déshydrateur est chauffé avant d'entrer en contact avec l'air de sorte que la pression partielle du déshydratant est supérieure à celle de l'air. Par conséquent, l'humidité est transportée vers l'air de régénération. L'air de régénération quitte le régénérateur dans un état chaud et humide. Lorsque la solution déshydratante liquide retourne dans le puisard du conditionneur, elle est plus sèche, plus concentrée et toujours à une pression de vapeur et une température élevée. Avant d'être pulvérisé dans l'air, le déshydrateur liquide est refroidi à la température requise par un tour de refroidissement [48].

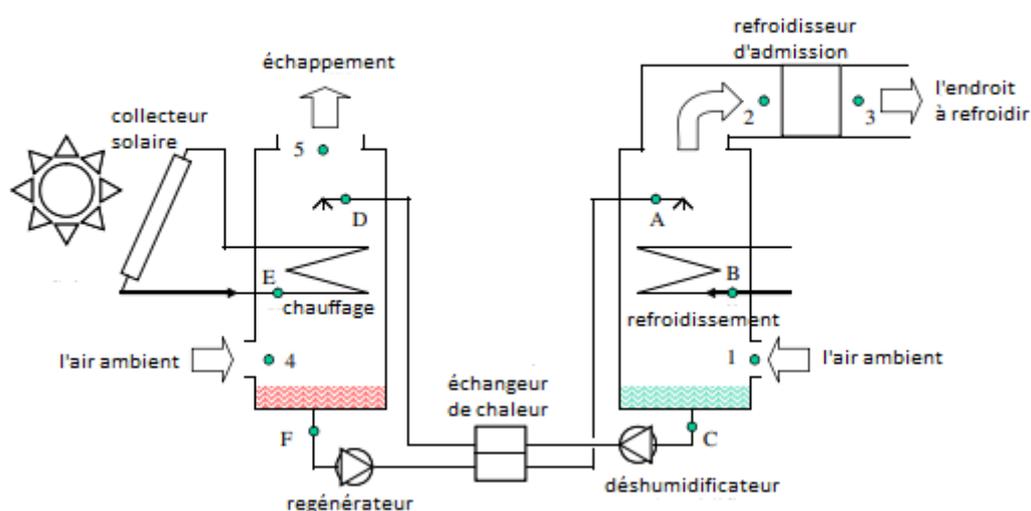


Fig. 2.8. Schéma de système de sorption liquide solaire [33].

2.3.1.2. Sorption solide

Le système de sorption solide est construit d'une couche fine de matériau déshydratant, tel que le gel de silice, sur une structure de support. La configuration typique d'un système de déshydratation solide utilise une conception de roue comme illustré dans la figure.

La roue de déshydratant tourne lentement entre le processus et les flux d'air de régénération. Il est divisé en deux sections pour l'air de régénération et l'air de traitement. L'air de traitement s'écoule à travers la première partie de la roue et l'humidité est éliminée en raison de la pression de vapeur partielle inférieure dans le matériau déshydratant. Pour régénérer le déshydratant, la roue fait passer l'air chaud de régénération et le processus peut recommencer. Le processus de déshydratation augmente la température sèche de l'air de traitement. Pour les matériaux déshydratants solides, cette augmentation est le résultat de la chaleur d'adsorption, qui est constituée de la chaleur latente de vaporisation de l'humidité adsorbée et de la chaleur de mouillage [48].

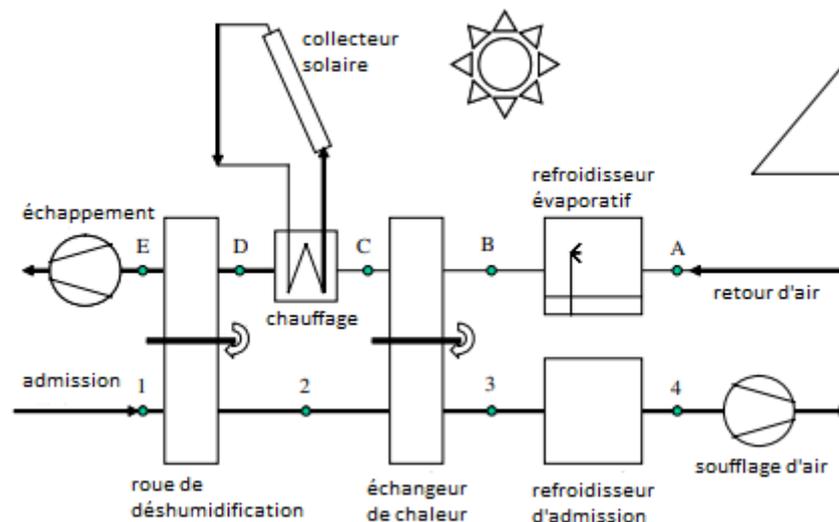


Fig. 2.9. Schéma de système de sorption solide solaire [33].

2.3.1.3. Système de refroidissement solaire par déshydratation

Ce système réduit l'humidité de l'air ambiant en utilisant l'énergie thermique reçu sur les capteurs solaires. Ensuite, l'air est refroidi par l'unité de traitement d'air comme montré sur la figure suivante.

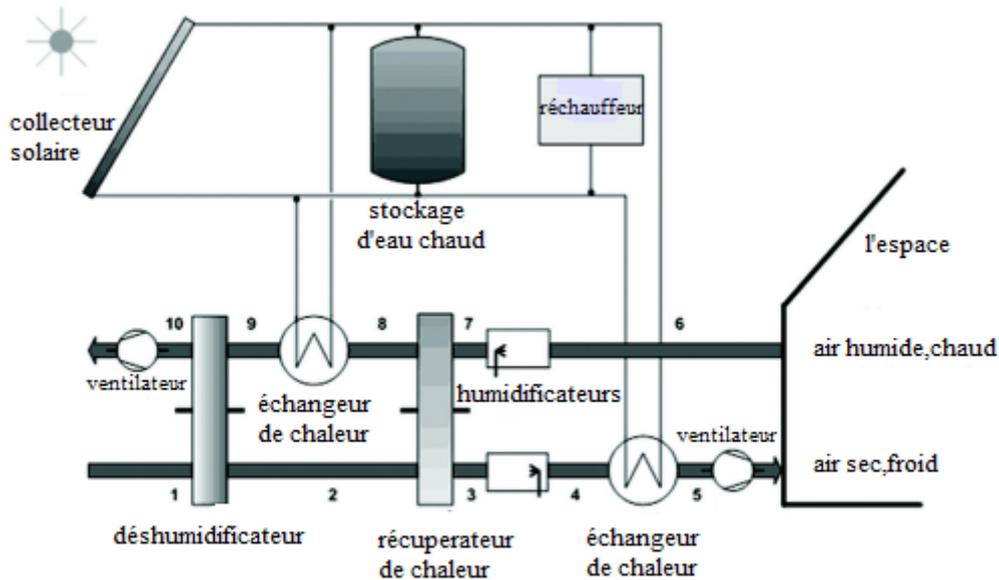


Fig. 2.10. Schéma du système de refroidissement solaire par déshydratation [48].

2.3.2. Systèmes de sorption solaire à cycles fermés

Les systèmes de sorption à cycles fermés sont classés en deux catégories suivant la nature de matériau de sorption : liquide et solide. la sorption liquide à cycle fermé est représenté par les cycles d'absorption, tandis que la sorption solide à cycle fermé est donnée par les cycles d'adsorption. Une autre technologie de réfrigération solaire thermique à cycle fermé : c'est la réfrigération thermomécanique.

2.3.2.1. Réfrigération solaire thermomécanique

Dans les systèmes à réfrigération solaire thermomécanique, l'énergie solaire thermique est convertie en énergie mécanique en produisant du froid.

2.3.2.1.1. Principe de fonctionnement

Ce type de système est appelé aussi cycle éjecteur de vapeur où la pompe d'éjection, utilisant l'énergie thermique solaire comme source d'énergie. Le système de réfrigération à cycle éjecteur de vapeur contient deux boucles : la boucle de puissance et la boucle de réfrigération.

Dans la boucle de puissance, la chaleur Q_g est utilisée dans le générateur pour évaporer le réfrigérant liquide à haute pression. la vapeur générée à haute pression appelé aussi le fluide primaire s'écoule vers l'éjecteur et accéléré vers la tuyère. la réduction de pression induit la vapeur de l'évaporateur connu sous le nom de fluide secondaire. Les deux fluides sont mélangés

dans la chambre de mélange avant d'entrer dans la section de diffuseur où le fluide s'est décéléré et la pression est remontée. Le fluide est écoulé vers le condenseur où il est condensé en rejetant de la chaleur au milieu extérieur Q_c . Une partie du liquide est pompé vers le générateur pour recommencer le cycle de puissance. Le reste du liquide est détendu après avoir subi une détente par un détendeur et rentre dans l'évaporateur de la boucle de réfrigération. Le réfrigérant s'est évaporé en produisant du froid Q_e . La vapeur résultante est orientée vers l'éjecteur.

Le réfrigérant est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur et recommence le cycle à nouveau. Le schéma du système et le processus de fonctionnement sont montrés dans les figures suivantes.

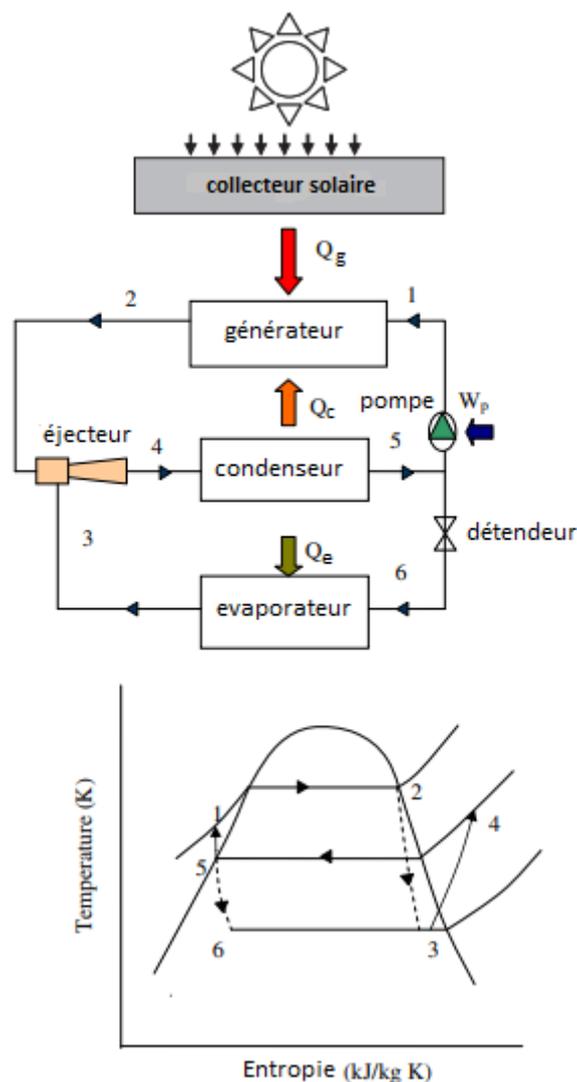


Fig. 2.11. Schéma du système et le processus de fonctionnement du système de réfrigération solaire thermomécanique [42].

2.3.2.1.2. Performance

On définit l'efficacité thermique du collecteur solaire comme le rapport entre la chaleur fournie au générateur et l'irradiation solaire reçu sur le collecteur solaire.

$$\eta_{sol} = \frac{Q_g}{I_p \times A_s} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad (2.7)$$

Avec : A_s est la surface du collecteur solaire et I_p est l'irradiation solaire direct en (kW/m²).

Le moteur thermique produit un travail mécanique W et rejette de la chaleur à l'ambiance.

L'efficacité du moteur est définie comme le travail produit par apport à la chaleur fournie.

$$\eta_{pow} = \frac{W}{Q_g} \quad (2.8)$$

L'efficacité de la machine de réfrigération est définie comme étant le rapport entre la puissance de refroidissement Q_c et le travail d'entrée de compression nécessaire à la production du froid W .

$$\eta_{cool} = \frac{Q_c}{W} \quad (2.9)$$

Le coefficient de performance total du système de réfrigération solaire thermomécanique est donné par :

$$COP = \eta_{sol} \times \eta_{pow} \times \eta_{cool} = \frac{Q_c}{Q_s} \quad (2.10)$$

Le coefficient de performance dans un système de refroidissement thermomécanique est en fonction des conditions de fonctionnement et le fluide de travail utilisé.

2.3.2.2. Réfrigération solaire à absorption

Les systèmes de réfrigération à absorption impliquent l'absorption d'un réfrigérant par un milieu transporteur. Le phénomène d'absorption est le mélange d'un gaz dans un liquide, les deux fluides présentant une forte affinité, pour former une solution [49]. Ce processus est réversible, Ça veut dire qu'on peut séparer le mélange à nouveau.

Ce système ressemble au système de compression de vapeur, sauf que le compresseur a été remplacé par un mécanisme d'absorption composé d'un absorbeur, d'une pompe, d'un générateur et d'un régénérateur tel qu'il est montré dans la figure.

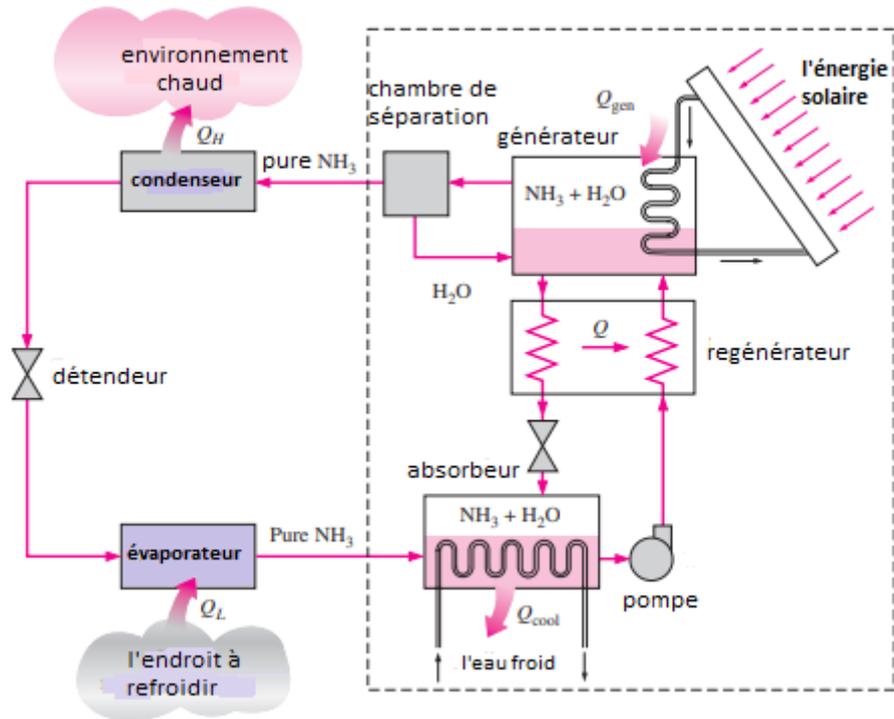


Fig. 2.12. Schéma d'un système de réfrigération à absorption solaire [50].

Le principe est décrit comme suit en prenant comme couple de travail $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [51].

- Une pompe amène la solution riche vers la zone de haute pression
- Le mélange est chauffé dans le générateur. Un apport de chaleur (énergie solaire) permet la séparation du fluide frigorigène (NH_3) de l'absorbant (solution H_2O).
- La vapeur de réfrigérant est envoyée vers le cycle traditionnel de condenseur, détendeur et l'évaporateur. Le froid est produit par l'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur à basse pression.
- La solution pauvre retourne dans l'absorbeur en passant par une soupape de surpression
- La vapeur de réfrigérant est absorbée par la solution d'absorbeur provenant du générateur. Le cycle peut recommencer.

Le principal avantage d'un système d'absorption est qu'il a un COP relativement plus important que les autres technologies de réfrigération solaire thermiques.

Le choix des couples de fluides de travail joue un rôle essentiel dans la détermination des performances de système de réfrigération à absorption. Le COP dépend des propriétés physiques et chimiques des couples de fluides. Les critères de choix sont donnés comme suit [52] :

- Le couple de fluide de travail doit être non polluant, non corrosive et pas chère.
- Les points d'ébullition entre le mélange et le réfrigérant pur doivent avoir un grand différentiel sous une pression constante
- Pour maintenir le faible taux de circulation du réfrigérant, il doit avoir une grande concentration et une chaleur latente élevée à l'intérieur de l'absorbant
- La conductivité thermique, la viscosité et le coefficient de diffusion doivent être favorables
- La volatilité du réfrigérant doit permettre de le séparer de l'absorbant sans filtre
- La solution doit être chimiquement stable, non toxique et non explosive.

Il existe plusieurs couples de fluides de travail, dont le $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et le $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sont les plus parmi tous les couples existants dues à leur rentabilité et leurs disponibilité (facteur rentabilité et économie).

Selon le cycle de régénération de la solution et de fonctionnement thermique, les systèmes d'absorption peuvent être divisés en trois catégories : cycles d'absorption solaire à simple effet, à double et triple effet. Les systèmes d'absorption à simple effet, à demi-effet et à double effet nécessitent des températures plus basses par rapport à un refroidisseur à double effet [53].

2.3.2.2.1. Cycle d'absorption solaire à simple effet

Un système de refroidissement par absorption à simple effet est plus simple que les autres lorsque la conception dépend des types de fluides de travail. Le système offre de meilleures performances avec des absorbants non volatils tels que $\text{H}_2\text{O/LiBr}$. Si une paire de travail volatile telle que $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est utilisée, un redresseur supplémentaire doit être utilisé avant le condenseur pour fournir un réfrigérant pur [54].

Le système de réfrigération à absorption solaire simple effet contient deux circuits : Le circuit du réfrigérant de générateur vers l'absorbeur, et le circuit de la solution de l'absorbeur vers le générateur à travers l'échangeur de chaleur. Ce type présente la configuration la plus simple et contient moins de composants parmi toutes les configurations et peut être utilisé pour la climatisation et réfrigération.

Les températures d'évaporateur comprises entre -30 °C et -20 °C avec des COP autour de 0,60 peuvent être obtenues à des températures de génération comprises entre 80 °C et 110 °C [55]. Un système de refroidissement par absorption à simple effet fonctionne à basse température de condensation et nécessite des températures de génération élevées.

2.3.2.2.2. Cycle d'absorption solaire à double effet

Le cycle commence avec le générateur I fournissant de la chaleur au générateur II. Le condenseur rejette la chaleur et fait passer le fluide de travail vers l'évaporateur ; dans cette étape, la réfrigération requise se produit. Ensuite, les fluides traversent les échangeurs de chaleur (HX-I et HX-II) de l'absorbeur au générateur-I au moyen d'une pompe. Grâce à ce processus, HX-II peut faire passer les fluides vers le générateur-II, puis le générateur-II passe vers HX-I. Le cycle complet suit trois niveaux de pression différents : haut, moyen et bas [54].

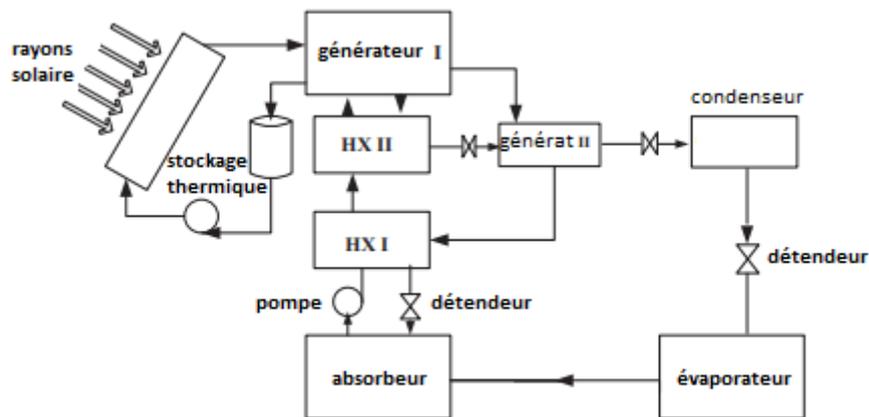


Fig. 2.13. Système d'absorption à double effet [54].

Le système à double effet a un COP plus élevé en raison de la réduction de l'effet d'irréversibilité. Le système à double effet est capable de fonctionner à une température de condensation élevée pouvant atteindre 53°C et à une température de génération basse de 80° C [56].

La recherche a montré que le COP d'un système de réfrigération par absorption à double effet peut atteindre 0.96 alors que le COP d'un système à simple effet est de 0.6.

2.3.2.2.3. Cycle d'absorption solaire à triple effet

Les systèmes de réfrigération à absorption à triple effet ont le COP le plus élevé lorsqu'ils sont couplés à des capteurs solaires thermiques à haute température [56]. Afin d'atteindre le COP élevé souhaité, les températures du générateur doivent être supérieures à 150 ° C [57]. Cependant, le COP élevé s'accompagne d'un coût initial élevé [58]. L'installation se compose d'un héliostat et d'un récepteur central utilisé pour alimenter un refroidisseur à absorption à

triple effet intégré avec un éjecteur et des cycles en cascade se révèle adapté à une application de réfrigération.

La figure suivante montre les plages de fonctionnements de chaque configuration des systèmes de réfrigérations à absorption solaire avec la performance associée.

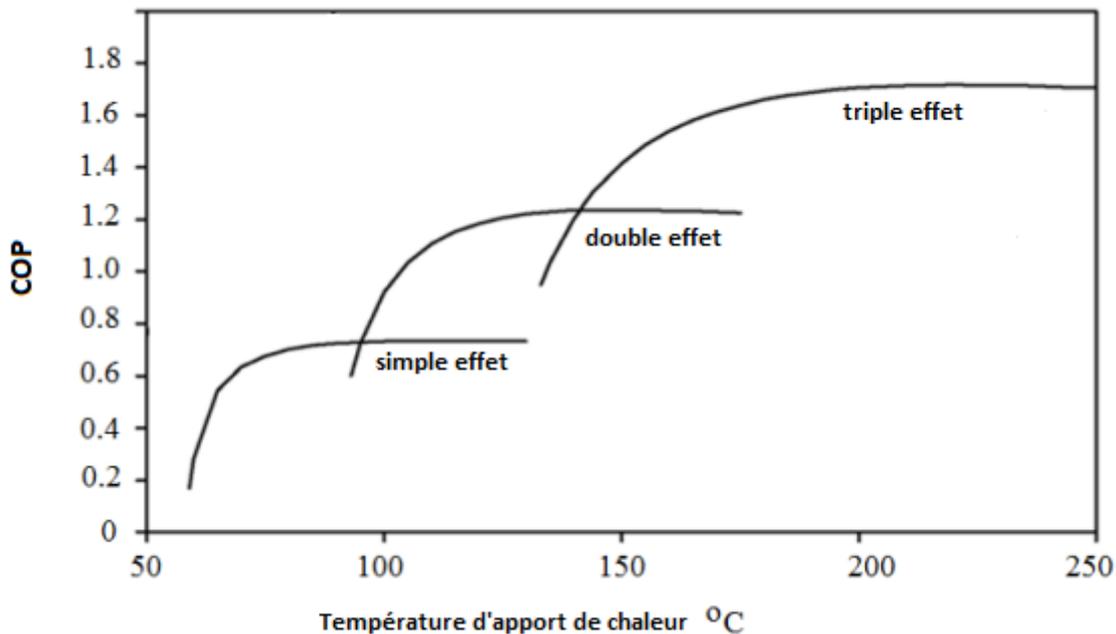


Fig. 2.14. Performance de différentes configurations de l'absorption solaire [57].

Le coefficient de performance COP d'un système de réfrigération à absorption solaire est défini comme le rapport entre la quantité de chaleur enlevé d'une source froide et l'énergie solaire fournie pour son fonctionnement.

$$COP = \frac{Q_c}{Q_s}$$

Avec :

Q_c : La quantité de chaleur de l'effet froid produit.

Q_s : L'énergie solaire total reçu par le système.

2.3.2.3. Réfrigération solaire à adsorption

La technologie de réfrigération a été utilisée dans plusieurs domaines tels que les procédés de purification et de séparation et la réfrigération thermique aussi qui possède de nombreuses applications comme la climatisation et la fabrication de glace et la réfrigération. Le système de

réfrigération solaire à adsorption est considéré comme la deuxième technologie principale de réfrigération solaire thermique après l'absorption.

Le processus d'adsorption diffère du processus d'absorption en ce que l'absorption est un phénomène volumétrique, tandis que l'adsorption est un phénomène de surface [46].

2.3.2.3. 1. Principe de fonctionnement

L'adsorption est un processus dans lequel les molécules d'un fluide sont attachées à une surface. La surface est composée d'un matériau solide. Les molécules n'effectuent aucune réaction chimique, ils rejettent simplement de l'énergie lorsqu'ils sont attachés à la surface. Le changement de phase (du fluide à l'adsorbat) est exothermique et le processus est entièrement réversible [59].

Dans le système de réfrigération à adsorption, le couple du fluide de travail est à grande importance pour une performance optimale du système. Pour assurer une meilleure performance, l'adsorbant doit contenir les caractéristiques suivantes [60] :

- Une grande capacité d'adsorption
- La possibilité de changer de capacité avec la variation de température
- Une isotherme plus plate.
- Excellente compatibilité avec le réfrigérant.

Pour l'adsorbat aussi, certaines caractéristiques doivent être satisfaites tels que la capacité de la chaleur latente considérable, ininflammabilité, une bonne stabilité thermique, anti-toxicité ...

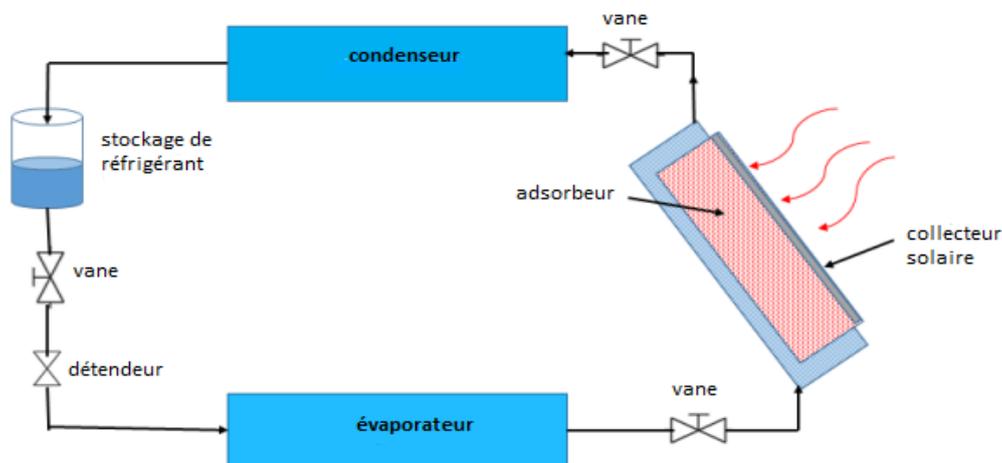


Fig. 2.15. Schéma de la configuration de base d'un système de réfrigération solaire à adsorption [56].

Les couples les plus utilisés dans ce type de systèmes dus à leur rentabilité et à leur performance sont donnés comme suit [61] :

- i. Gel de silice/eau
- ii. Charbon actif/méthanol
- iii. Charbon actif/ammoniac
- iv. Zéolithe/eau

Selon la nature de ces couples, on peut classer l'adsorption en deux catégories : l'adsorption physique et l'adsorption chimique.

2.3.2.3. 2. Adsorption physique

Les adsorbants comme la zéolite, le gel de silice, le charbon actif et l'alumine sont des adsorbants physiques ayant des structures hautement poreuses avec des rapports surface-volume de l'ordre de plusieurs centaines qui peuvent sélectivement attraper et retenir les réfrigérants. Lorsqu'ils sont saturés, ils peuvent être régénérés simplement en étant chauffés. Si un adsorbant et un réfrigérant sont contenus dans le même récipient, l'adsorbant maintiendrait la pression en adsorbant le réfrigérant qui s'évapore. Le processus est intermittent car l'adsorbant doit être régénéré lorsqu'il est saturé. Pour cette raison, plusieurs lits d'adsorbant sont nécessaires pour un fonctionnement continu [62].

2.3.2.3. 3. Adsorption chimique

L'adsorption chimique est caractérisée par la forte liaison chimique entre l'adsorbat et l'adsorbant. Par conséquent, il est plus difficile de s'inverser et nécessite donc plus d'énergie pour éliminer les molécules adsorbées que dans l'adsorption physique [62].

L'adsorbant chimique le plus couramment utilisé dans les applications de refroidissement solaire est le chlorure de calcium (CaCl_2). Le chlorure de calcium adsorbe l'ammoniac pour produire $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$ et l'eau pour produire $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ comme produit [62].

Selon le cycle thermodynamique, l'adsorption solaire peut être classée en trois catégories : intermittent, continu et diffusion.

La figure suivante récapitule toutes les technologies de réfrigération solaire thermique et électrique qu'on a citée au-dessus

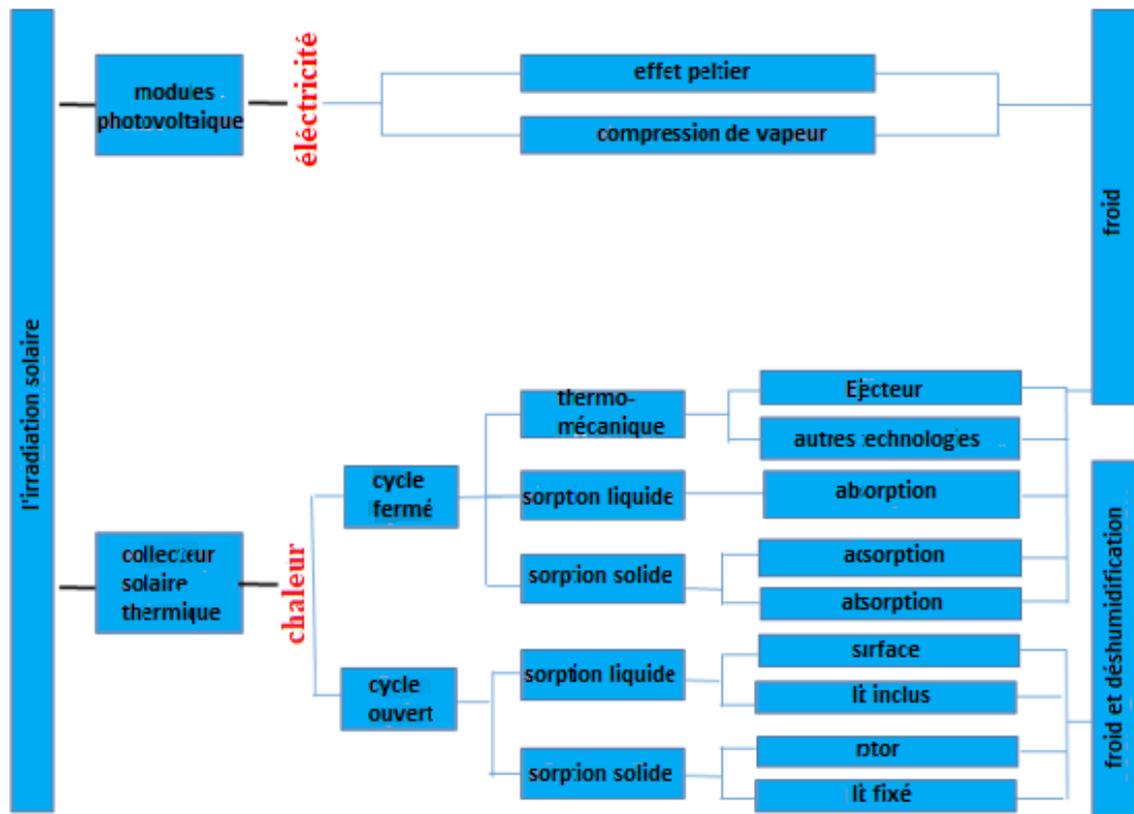


Fig. 2.16. Technologies de réfrigération solaire [62].

2.4. Conclusion

De nombreux pays à travers le monde tendent vers l'exploitation des énergies renouvelables plus que jamais. La pollution, l'épuisement et les coûts élevés des énergies fossiles sont les principales raisons à cette tendance. Par conséquent, l'exploitation des énergies renouvelable comme l'énergie solaire est devenue une solution pour ces obstacles et qui a été exploité couramment pour les applications du froid.

L'étude présentée dans ce chapitre a été consacré pour résumer les technologies de réfrigération solaire inventés et utilisés pour les applications dans le domaine de froid. Cela compris : la réfrigération, la production de la glace et la climatisation et même aussi la déshumidification et le traitement d'air.

Parmi les technologies citées dans ce chapitre on a l'adsorption qui est encore un phénomène physique et chimique ambigu et nécessite plus de détails, c'est l'objectif du prochain chapitre qui concerne l'analyse thermodynamique de l'adsorption.

Chapitre 3
Thermodynamique de l'adsorption

Chapitre 3

Thermodynamique de l'adsorption

3.1. Introduction

Le phénomène d'adsorption intervient dans plusieurs applications et montre son importance dans le domaine de l'industrie. Avant cela, Les processus d'adsorption ont été largement appliqués pour des raisons industrielles telles que la séparation des gaz et la catalyse, mais après il a été généralisé pour les applications de la production du froid et les pompes à chaleurs et récemment le processus d'adsorption a été introduit dans le froid solaire. Cet étude est consacrée pour le phénomène d'adsorption appliqué pour la production du froid et ne prend pas en considération Les processus d'adsorption dans les autres applications industrielles.

Le principe de l'adsorption se trouve essentielle pour la compréhension du mécanisme des machines frigorifiques, pour cela nous avons cité brièvement une explication de ce phénomène avec classification des types d'adsorption existant et intervenant dans le mécanisme de la production du froid selon les auteurs.

Les modèles thermodynamiques qui décrits le phénomène d'adsorption font objet de plusieurs recherches vu leur importance dans l'étude, le développement et l'amélioration de la performance des technologies de l'adsorption. Ce chapitre prend en considération de ces modèles qu'on va les citer dans les parties prochaines.

Un autre facteur important joue un rôle dans les applications du froid par adsorption, c'est le choix des types des couples du fluide de travail adsorbant/adsorbat. Le choix est déterminé par des critères et caractéristiques physique et chimique de chaque couple. Tout cela est décrit dans Ce chapitre.

3.2. Aspects historiques

Certains phénomènes liés à l'adsorption ont été connus depuis l'antiquité mais les premières observations quantitatives ont été réalisées par Scheele [63] en 1773 et Fontana [64] en 1777 qui ont rapportés dans leurs travaux les expériences de l'absorption des gaz par le charbon et l'argile.

La première application moderne de l'adsorption revient à l'expérience de Lowitz [65,66] qui a utilisé du charbon de bois pour décolorer des solutions d'acide tartrique à la suite de l'absorption d'impuretés organiques.

Les études réelles de l'adsorption sont commencées en 1814 par de Saussure [67,68] qui a conclu que tous types de gaz est absorbé par des substances poreuses comme le charbon de bois, liège, l'amiante. il a trouvé que ce processus s'accompagne d'un dégagement de chaleur. Donc, le comportement exothermique de l'adsorption. il a observé aussi que les gaz qui se condensent facilement sont les plus absorbés par les substances poreuses.

Dans le 19^{ème} siècle, quelques travaux et expériences sur l'adsorption ont été publiés dont celui de Chappuis [69-71], Joulian [72] et Kayser [73,74]. Chappuis été le premier qui a réalisé la mesure de la chaleur dégagé de l'adsorption lors de ses expérience de mouillage des adsorbants par les liquides.

Le terme 'adsorption' a été proposé par Bois-Reymond mais il a été introduit dans la littérature par Kayser et après quelques années plus tard le terme 'isotherme' a été introduit lors de la mesure de chaleur de l'adsorption à température constante.

En 1909, Mc Bain [75] a introduit le terme 'absorption' pour signifier une absorption de l'hydrogène par le charbon mais par un processus beaucoup plus lent que l'adsorption et proposer le terme 'sorption' pour signifier les deux phénomènes : adsorption et absorption.

En 1903, Tswett [76] a découvert une application de processus de l'adsorption par l'absorption de quelques substances d'un mélange en utilisant la propriété d'affinité des substances. Cette technique a été appelé plus tard 'chromatographie d'adsorption solide/liquide sur colonne' qui est devenue une origine d'un nouveau domaine de la science de surfaces.

Les principaux travaux expérimentaux liés à la notion de l'adsorption sont cités dans le tableau suivant.

Théoriquement, la science de l'adsorption est développée à travers plusieurs théories qui ont servis comme guide pour de nouvelles expériences pour l'approuver. Les hypothèses peuvent être des équations ou des modèles pour interpréter l'adsorption expérimentale.

L'équation de Freundlich [76] a été utilisée en 1914 pour l'interprétation des isothermes de l'adsorption, cette isotherme d'adsorption dite de Freundlich a également été proposée par Baedeker [77] en 1895 comme équation empirique. Cette équation est connue dans la littérature comme équation de Freundlich.

Pendant 1914-1918, deux descriptions ont été proposés pour l'adsorption par Langmuir [77] et Eucken [78]. Langmuir, pour la première fois, a introduit un concept clair d'adsorption monomoléculaire sur des surfaces énergétiquement homogènes [79,80].

Plus tard, les études de Langmuir sur l'adsorption des gaz ont conduit à la formulation d'un traitement général de la cinétique des réactions aux surfaces. Il a également montré comment l'isotherme d'adsorption pouvait être appliquée pour interpréter la cinétique d'une variété de réactions de surface. Ces travaux de recherche fondamentale dans le domaine de la catalyse de surface ont fait la base de référence détaillée et approfondie dans ce domaine, et qui sont présentés en considération en raison de leur importance industrielle.

En 1932, Langmuir a reçu le prix Nobel de chimie pour ses découvertes et ses recherches dans le domaine de la chimie des surfaces [81].

La science de l'adsorption a connu une autre étape vers le développement par l'apparition de l'équation isotherme multicouche par Brunauer et al [82] en 1938 et avant ça la théorie de l'adsorption multicouche connu sous le nom BET proposé par Brunauer et Emmett et apparaît en 1935 [83] et 1937 [84].

Une autre théorie a été proposée par Dubinin et Radushkievich [85] connu sous le nom de la théorie d'adsorption des volumes micropores remplis TVFM généralisé de la théorie de potentiel de l'adsorption introduite par Eucken [78] et Polanyi [86,87] en ouvrant le domaine de la thermodynamique. D'autres détails de travaux de recherches théoriques sont donnés dans le tableau suivant.

Les principales théories, équations et travaux de recherches inventés dans la science de l'adsorption [88] depuis sa création sont présentés dans cette partie dans les limites de ce chapitre.

3.2. Principe de l'adsorption

L'adsorption est un phénomène qui se déroule à l'interface des surfaces de chaque phase (solide/fluide). Le non équilibre des forces de surface à l'interface de ces deux phases provoquent une différence de concentration des molécules.

Le processus d'adsorption implique la séparation d'une substance d'une phase accompagnée de son accumulation ou de sa concentration à la surface d'une autre. La phase adsorbante est l'adsorbant, et le matériau concentré ou adsorbé à la surface de cette phase est l'adsorbat [89].

D'autre façon, les molécules du fluide n'effectuent aucune réaction chimique, ils rejettent une quantité de chaleur lors que sont fixés à l'interface des surfaces des solides. En fournissant une quantité de chaleur au système, les molécules de l'adsorbat se libèrent. Donc, Le processus de l'adsorption est complètement réversible.

La phase solide est appelé l'adsorbant, alors que le fluide est appelé l'adsorbat.

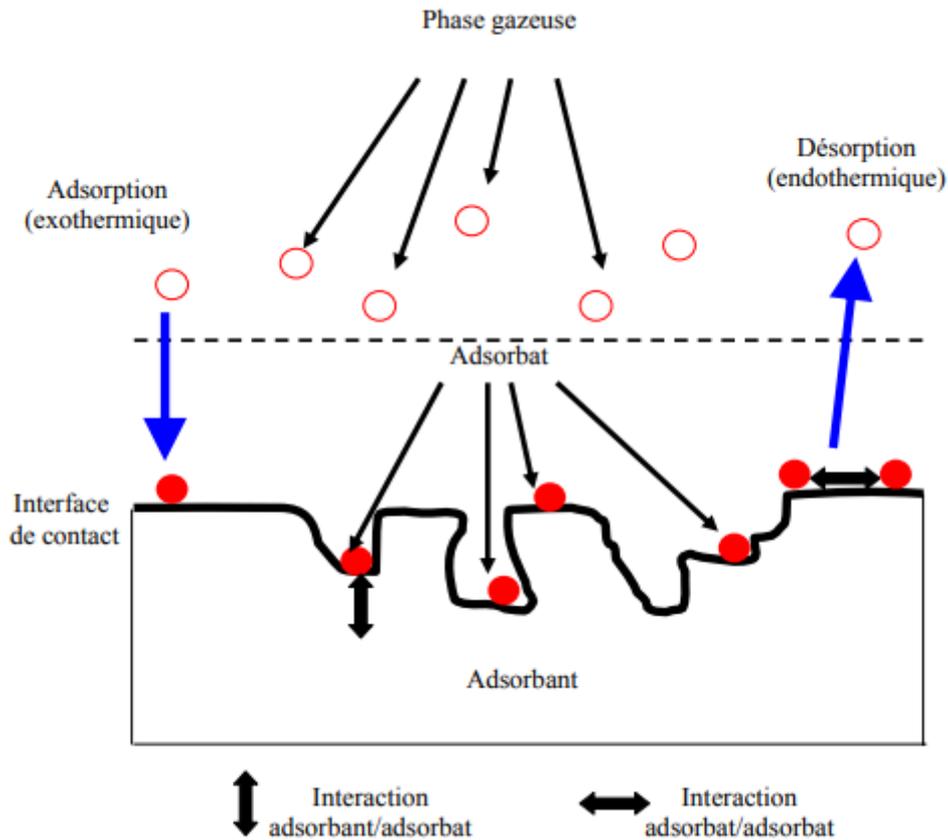


Fig.3.1. Principe d'adsorption [89].

L'adsorption est un processus exothermique accompagné d'un dégagement de chaleur. La quantité de chaleur dégagée dépend de la chaleur latente, des forces impliquées et des énergies des liaisons chimiques.

La chaleur d'adsorption est généralement de 30 à 100% supérieure à la chaleur de condensation de l'adsorbat. En général, l'adsorption est plus forte que la condensation en phase liquide [90].

Pendant le processus d'adsorption, la température de l'adsorbat (phase liquide) diminue tandis que la température de l'adsorbant augmente. Ce caractère est utilisé pour obtenir l'effet du froid.

La chaleur d'adsorption est déterminée soit par les équations décrivant le processus (isothermes d'adsorption) et connu sous le nom de la chaleur isostérique, soit expérimentalement utilisant la méthode calorimétrique.

3.3. Types d'adsorption

Le processus d'adsorption est classé en deux catégories selon la nature des forces qui provoquent l'adsorption.

3.3.1. Adsorption physique (physisorption)

On parle de l'adsorption physique lorsque les forces qui provoquent la fixation des molécules du fluide sur la surface du solide sont les forces de Van der Waals et les forces dues aux interactions électrostatiques de polarisation, sans former une liaison chimique entre les molécules de fluide et le solide et la composition des couples restent inchangé, donc ce processus est réversible, c'est-à-dire que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbées en augmentant la température.

Le phénomène d'adsorption est un processus exothermique s'accompagne d'un dégagement de chaleur appelé la chaleur isostérique due aux interactions entre le solide-molécules et molécules-molécules. Tandis que le processus inverse permet de libérer les molécules de l'adsorbat, ce phénomène est appelé la désorption et se caractérise par la diminution de la concentration de l'adsorbat sur l'adsorbant. Le solide ne relâche les molécules de gaz sauf si on lui apportant de l'énergie, donc ce processus est endothermique contrairement à l'adsorption.

La présence des interactions de Van der Waals ne nécessite pas une grande quantité de chaleur (environ 80 kJ/mole).

3.3.2. Adsorption chimique (chimisorption)

Le chimisorption est un processus dont les molécules de l'adsorbat et l'adsorbant partagent leurs électrons pour former une forte liaison (covalente ou ionique) dans une réaction chimique. Une force de valence est créée qui est plus forte que les forces de Van der Waals.

La quantité de chaleur nécessaire pour former cette liaison est très grande (800 kJ/mole) en comparaison avec l'adsorption physique et la chaleur libérée par les réactions à adsorption chimique est considérable. la formation de nouvelles liaisons dans ce processus change dans la composition adsorbée. Donc, il est irréversible. Pour cette raison, la technologie de la chimisorption n'est pas appliquée dans la production du froid.

La figure suivante résume les principales différences entre l'adsorption physique (physisorption) et chimique (chimisorption).

Tab .3.1. Principales différences entre l'adsorption physique et chimique [91].

Propriété	Physisorption	Chemisorption
Forces	Van des waals	Liaisons chimiques
ΔH_{ads} (kj.mol ⁻¹)	< 40	50-200
E_a (kj.mol ⁻¹)	Nulle	60-100
Réversibilité d'isotherme	Processus réversible	Processus irréversible
Degré d'adsorption	Multicouche	Monocouche

3.4. Classification d'isothermes d'adsorption

Expérimentalement, Les isothermes d'adsorption physique ont donné plusieurs formes. Ils peuvent être groupés en six classes observés d'après la classification de Brunauer, Emmet et Teller [92].

La figure suivante montre les classifications d'isothermes physisorption suivant la pression relative P/P_0 où P_0 est la pression à la saturation et suivant la masse adsorbée par unité de masse de l'adsorbant n.

- Type I : Ce type est le plus rencontré donné par les solides microporeux ayant des surfaces externes relativement petites (comme certains charbons actifs, zéolithes à tamis moléculaire et certains oxydes poreux), concave vers l'axe de la pression relative P/P_0 pour des valeurs de pression très basse devant la pression de saturation, ensuite augmente brusquement vers le plateau quand la pression rapproche de la pression de saturation la masse adsorbée tend vers sa limite.

La diminution de largeur des micropores du a l'augmentation de l'énergie d'adsorption et la diminution de la pression relative dont le remplissage des micropores se fait.

La plage étroite de pression relative nécessaire pour atteindre le plateau est une indication d'une plage limitée de taille de pore et l'apparition d'un plateau presque horizontal indique une très petite surface externe. L'adsorption limite dépend du volume de micropores disponible [92].

- Type II : Cette isotherme est donnée par l'adsorption des gaz sur des adsorbants non poreux ou macroporeux qui permettent une adsorption monocouche-multicouche illimitée à P/P_0 élevé, concave vers l'axe de la pression relative P/P_0 ensuite prend la forme linéaire et finalement convexe vers le même axe.

Le graphe indique la formation d'une couche adsorbée dont l'épaisseur augmente progressivement avec l'augmentation de la pression relative jusqu'à $P/P_0 \sim 1$ [92]. Lorsque la pression égale à la pression de saturation P_0 , la forme linéaire s'apparait et le point B est son début, Ce point représente l'achèvement de la couche monomoléculaire (monocouche) et le début de la formation de la couche multimoléculaire (multicouche). Ce point donne la quantité de l'adsorbat nécessaire pour remplir la couche monomoléculaire (monocouche) du solide.

- Type III : Ce type d'isotherme est convexe vers l'axe de la pression relative P/P_0 donc n'a pas de point B et pas de formation monocouche, cela indique que les interactions adsorbant-adsorbat sont relativement faibles et les molécules adsorbées se regroupent autour des sites les plus favorables à la surface d'un solide non poreux ou macroporeux. Contrairement à une isotherme de type II, la quantité adsorbée reste finie à une pression égale à la pression de saturation P/P_0 .

Type IV : données par les adsorbants mésoporeux (gels d'oxyde, adsorbants industriels et tamis moléculaires mésoporeux). Le comportement d'adsorption dans les mésopores est déterminé par les interactions adsorbant-adsorbant ainsi que par les interactions entre les molécules à l'état condensé [91].

La région initiale de cet isotherme est similaire à l'isotherme de type II, tend à se stabiliser à des pressions relatives élevées mais suivi d'une condensation des pores contenant de l'adsorbat avec un plateau final de saturation à $P/P_0 = 1$.

- Type V : Pour des valeurs de la pression relative P/P_0 basses, la forme de l'isotherme de type V est très similaire à celle du type III et cela est dû à des interactions adsorbant-adsorbat relativement faibles. À des valeurs de pression relative P/P_0 plus élevé, le mécanisme est associé d'un remplissage et de vidange des pores. Les isothermes de type V sont observées pour l'adsorption d'eau sur des adsorbants hydrophobes microporeux et mésoporeux [91]. Ce type d'isothermes est rarement observé.

- Type VI : ce type d'isotherme représente l'adsorption couche par couche sur des surfaces uniformes non poreuse. La hauteur de pas représente maintenant la capacité de chaque couche adsorbée et la netteté du pas dépend du système et de la température. Les exemples de ce type d'isothermes sont celles obtenus par l'adsorption de l'argon et le krypton à basse température sur des carbones noirs graphités.

La classification montrée dans cette section est une simplification car de nombreuses isothermes expérimentales de physisorption ont un caractère composite et d'autres sont plus complexes.

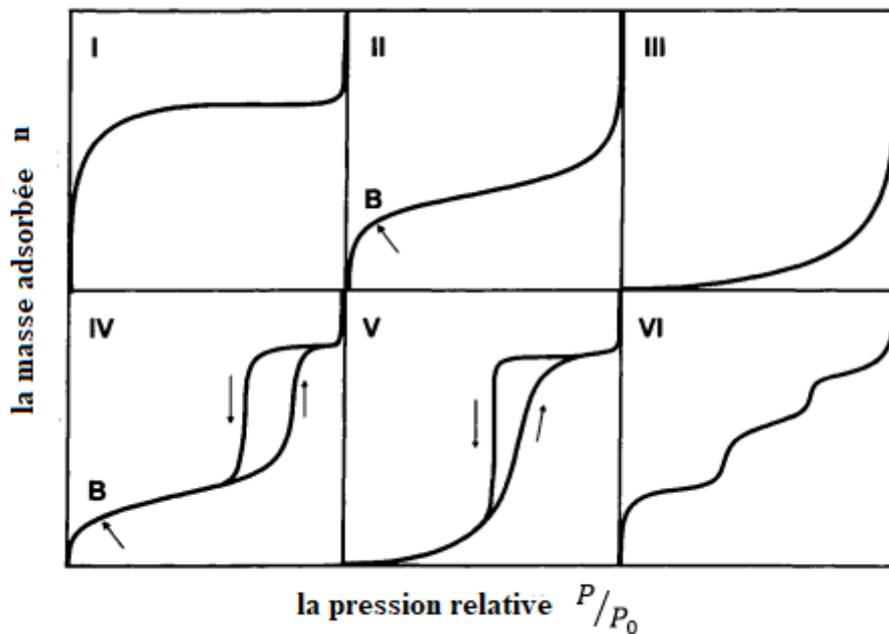


Fig.3.2. Classification d'isotherme physisorption [92].

3.5. Modèles thermodynamiques

Les modèles d'adsorption sont appelés aussi les isothermes d'adsorption qui sont des équations et des relations qui décrivent et relient la concentration de l'adsorbé à l'équilibre en phase liquide, et le taux et la quantité d'adsorption à l'équilibre en phase solide à une pression et température donnée. Les isothermes nous permettent d'étudier les paramètres et les informations de l'adsorption telles que la capacité d'adsorption, les mécanismes d'adsorption et les propriétés des adsorbants.

Dans cette section on cite les principaux modèles d'adsorption (isothermes d'adsorption) avec les classifications selon leurs sens physiques et la dérivation théorique. Les isothermes cités concernent uniquement l'adsorption physique puisque c'est le type d'adsorption qui nous intéresse et qui fait partie des applications frigorifiques.

La modélisation des phénomènes de sorption a été conduite avec deux types de modèles :

- Les modèles cinétiques
- Les modèles phénoménologiques.

Les modèles cinétiques sont représentés par les isothermes les plus classiques donnés par LANGMUIR et de B.E.T, alors que les isothermes phénoménologiques les plus connus sont représentés par celles de DUBININ-RADUSHKEVICH (D.R) et DUBININ-ASTAKHOV (D.A).

3.5.1. Approches théoriques des isothermes d'adsorption

La quantité d'adsorption (volume adsorbé) par unité de masse d'adsorbant dépend de la température de l'isotherme, de la pression de vapeur de l'adsorbat et de la nature des liaisons adsorbant-adsorbat du couple choisi [93].

Si w est le volume adsorbé, P_V la pression de vapeur de l'adsorbat et T la température de l'adsorbant, on peut écrire :

$$w = f(P_V, T, \text{le couple choisi}) \quad (3.1)$$

À une température donnée T et pour un couple d'adsorbant-adsorbat choisi, la capacité d'adsorption est donnée par l'équation suivante :

$$w = f(P_V)_{T, \text{couple choisi}} \quad (3.2)$$

Si de plus cette température est inférieure de la température critique de l'adsorbat, la relation précédente peut s'écrire :

$$w = f\left(\frac{P_V}{P_S}\right)_{T, \text{couple choisi}} \quad (3.3)$$

P_S est la pression de saturation de la vapeur (adsorbat) à la température T de l'adsorbant.

3.5.1. Modèles cinétiques

3.5.1.1. Isotherme de LANGMUIR

Le postulat de base de LANGMUIR annonce, qu'à l'équilibre dynamique d'adsorption, le nombre de molécules condensées par seconde sur une surface est égal au nombre de molécules évaporées dans le même temps. Chaque site énergétique contient une molécule adsorbée, tous les sites sont énergétiquement équivalents et il n'existe pas d'interaction entre les molécules adsorbées [93].

La théorie de LANGMUIR se base sur les hypothèses suivantes :

- L'adsorption se fait en couche monomoléculaire
- Les interactions intermoléculaires de la phase adsorbée sont négligeables

La variation du taux de remplissage θ est défini par l'équation suivante :

$$\frac{d\theta}{dt} = K_a(1 - \theta) - K_d\theta \quad (3.4)$$

Avec θ est le taux de remplissage (recouvrement des couches) donné par $\theta = \frac{m}{m_0}$ et m est la masse adsorbée à la pression p , m_0 est la masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire.

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

On définit $K = \frac{K_a}{K_d}$ et à l'équilibre on a :

$$\frac{d\theta}{dt} = 0 \quad (3.5)$$

L'isotherme de LANGMUIR est donc donnée par l'équation suivante :

$$\frac{m}{m_0} = \frac{KP_V}{1+KP_V} \quad (3.6)$$

Avec m_0 est la quantité d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire et k la constante d'équilibre d'adsorption.

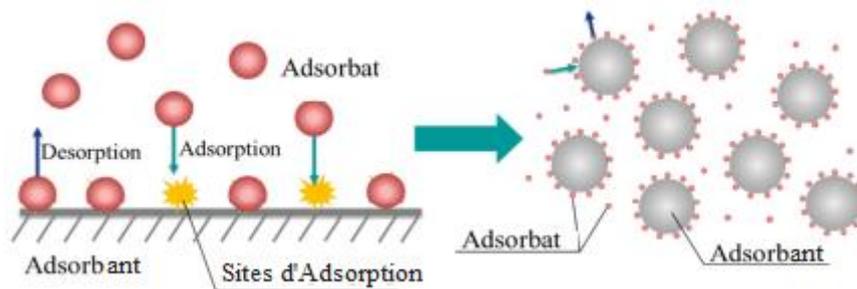


Fig.3.3. Mécanisme d'adsorption selon le modèle de Langmuir [90].

Le modèle de Langmuir décrit les isothermes d'adsorption de type I avec une saturation vers une pression infinie [94]. Ce modèle ne donne pas d'information sur le phénomène d'adsorption pour les interactions faibles et valable pour une surface d'adsorption homogène [94]. D'où, l'insuffisance de ce modèle.

3.5.1.2. Isotherme de B.E.T

BRUNAUER, EMMETT et TELLER (B.E.T) ont utilisé le postulat de base de LANGMUIR et basant sur l'hypothèse que l'adsorbant est rempli de couches multimoléculaires d'adsorbat, en supposant de plus que [93] :

- La chaleur d'adsorption dégagée à chaque couche est égale à la chaleur molaire de condensation
- Les conditions d'évaporation - condensation à la surface libre, sont identiques
- A la pression de saturation, l'adsorption est entièrement due à la condensation capillaire.

Ce modèle est exprimé par l'équation suivante :

$$\frac{w}{w_m} = \frac{m}{m_m} = \frac{C_B \frac{P_V}{P_S}}{\left(1 - \frac{P_V}{P_S}\right) \left(1 + (C_B - 1) \frac{P_V}{P_S}\right)} \quad (3.7)$$

Avec C_B est la constante de B.E.T.

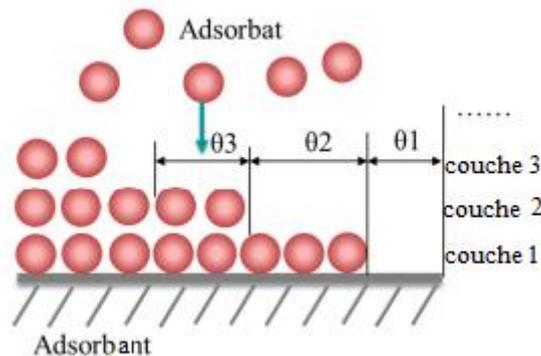


Fig.3.4. Mécanisme d'adsorption selon le modèle B.E.T [90].

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, mais ne tient pas compte de l'interaction intermoléculaire de l'adsorbate ou de l'inhomogénéité de la surface adsorbant [95], ce qui nécessite d'autres modèles plus proches de ce phénomène d'adsorption et qui le décrit avec détails.

3.5.2. Modèles phénoménologiques

3.5.2.1. Modèle d'adsorption basée sur la théorie du potentiel de Polanyi

La théorie d'adsorption de Polanyi suppose que le gaz est parfait et le film d'adsorbate formé à la surface du solide est incompressible et que l'énergie de la surface d'adsorbate est négligeable

devant l'énergie d'adsorption [93]. La théorie de Polanyi suppose que la distribution des pores sur l'adsorbant est suivant la distribution Gaussienne de l'énergie.

Cette loi est donnée par l'équation suivante [90] :

$$\frac{dw}{dx} = \frac{w_0}{\delta\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(l-l_0)^2}{2\delta^2}\right] \quad (3.8)$$

Avec W_0 est la capacité maximale d'adsorption, l_0 est la demi-largeur d'un micropore d'adsorbant qui correspond au maximum de la courbe de distribution. δ est la variance.

La notion de la théorie du potentiel d'adsorption réversible est définie comme étant l'écart d'énergie libre correspondant au travail effectué par les forces d'adsorption pour faire passer une molécule d'adsorbat de la phase gazeuse sous pression de saturation P_S à la phase adsorbée sous la pression d'équilibre d'adsorption P_V à la même température T [93].

$$\varepsilon = \int_P^{P_S} w dP = RT \int_P^{P_S} \frac{dP}{P} = RT \ln \frac{P_S}{P_V} \quad (3.9)$$

Le potentiel d'adsorption est supposé satisfaire la relation suivante :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial T} = 0 \text{ pour } w = cte \quad (3.10)$$

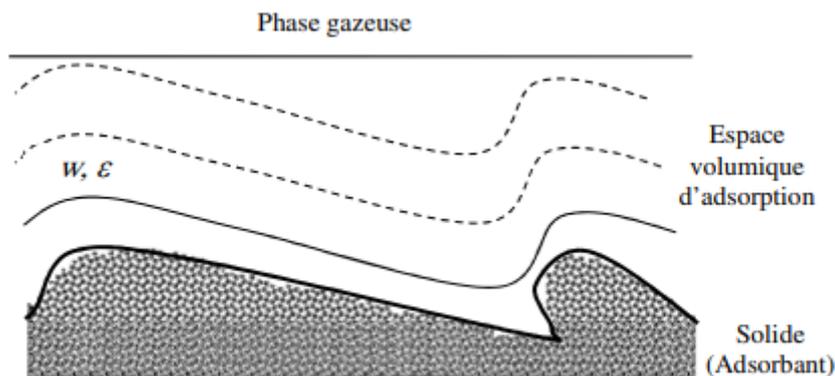


Fig.3.5. Phénomène d'adsorption selon le modèle de POLANYI [95]

3.5.2.2. Modèle de Dubinin-Radushkevich (D-R)

Ce modèle a été proposé comme une isotherme empirique pour représenter le processus de remplissage volumique lors de l'adsorption des gaz sur des adsorbants microporeux. Cet isotherme suppose que :

- Le taux de remplissage θ est fonction de ε tel que :

$$\theta = \frac{w}{w_0} = f\left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right) \quad (3.11)$$

Avec β est le coefficient d'affinité.

- La deuxième hypothèse annonce que la distribution des pores de l'adsorbant est supposée Gaussienne, l'équation qui décrit l'isotherme de Dubinin-Radushkevich (D-R) est exprimé par :

$$w = w_0 \exp\left(-k\left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right)^2\right) \quad (3.12)$$

k est un paramètre qui dépend de la distribution des pores et est caractéristique de la structure de l'adsorbant.

3.5.2.2. Modèle de Dubinin-Astakhov (D-A)

Le modèle (D-A) a été développé comme version généralisé du modèle Dubinin-Radushkevich (D-R). Ce modèle est représenté par le système d'équations suivantes :

$$w = w_0 \exp\left(-\left(\frac{\varepsilon}{\beta E_0}\right)^n\right) \quad (3.13)$$

Avec $E = \beta E_0$ est l'énergie est caractéristique de l'énergie libre d'adsorption de la vapeur de référence et n un paramètre lié à la distribution des tailles de pores.

En substituant l'expression de ε on aura la formule suivante :

$$w = w_0 \exp\left(-\left(\frac{RT}{E} \ln\left(\frac{P_S}{P_V}\right)\right)^n\right) \quad (3.14)$$

De plus, pour $D = k\left(\frac{R}{\beta}\right)^n$ l'équation de (D-A) se réduit à l'expression suivant :

$$W = W_0 \exp\left[-D \left(T \ln \frac{P_S(T)}{P}\right)^n\right] \quad (3.15)$$

Si la quantité d'adsorption est exprimée en masse, alors la masse adsorbé m est donnée par :

$$m = W_0 \rho_l(T) \exp\left[-D \left(T \ln \frac{P_S(T)}{P}\right)^n\right] \quad (3.16)$$

Avec $m_0 = W_0\rho_l$ est la masse maximale adsorbée.

$\rho_l(T)$ est la masse volumique de l'adsorbat à la température T.

3.6. Chaleur d'adsorption

On a vu que le processus d'adsorption est exothermique, ça veut dire qu'il est accompagné avec un dégagement de chaleur appelé la chaleur isostérique.

Les trois termes utilisés dans le processus d'adsorption sont :

- La chaleur intégrale d'adsorption qui est la chaleur totale libérée par l'adsorption de l'état initial à l'état final à température constante.
- La chaleur différentielle de l'adsorption est le changement de la chaleur intégrale d'adsorption avec le changement de la charge.
- La chaleur isostérique définit par l'utilisation des isostères d'adsorption et la relation de Clausius Clapryron.

L'application du deuxième principe de la thermodynamique donne :

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \quad (3.17)$$

Avec ΔH est l'enthalpie ou chaleur isostérique d'adsorption, ΔG est l'enthalpie libre de GIBBS ($\Delta G < 0$) et ($\Delta S < 0$) est l'entropie du gaz qui vient du perdre des degrés de libertés.

La chaleur isostérique d'adsorption peut être exprimée comme la somme de deux termes donné dans l'équation suivante :

$$\Delta H = \Delta H_{cond} + \Delta H_{adhésion} \quad (3.18)$$

ΔH_{cond} est l'enthalpie de condensation qui concerne les propriétés de l'adsorbat.

$\Delta H_{adhésion}$ est l'enthalpie d'adhésion qui caractérise les interactions adsorbant/adsorbat.

D'autre part, la chaleur isostérique est donnée par la relation Clausius Clapeyron suivante :

$$\frac{\Delta H}{RT^2} = -\left(\frac{d \ln P}{dT}\right) \quad (3.19)$$

L'équation précédente se réduit à l'expression suivant :

$$\ln P = -\frac{\Delta H}{RT} + C \quad (3.20)$$

Avec C est la constante d'intégration.

Graphiquement, la constante d'intégration C peut être déduite à partir du graphe de Clapeyron montré dans la figure suivante :

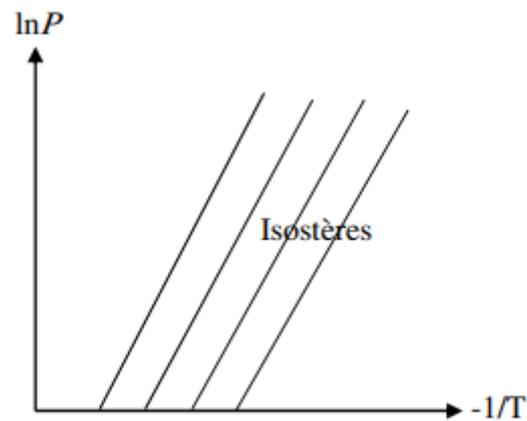


Fig.3.6. Diagramme de Clapeyron [95]

Tab.3.2. Exemples de chaleur isostérique de certains couples [88].

Adsorbants	Adsorbats	chaleur isostérique d'adsorption KJ/Kg
Alumine actif	l'eau	3000
Zéolite	l'eau	3300-4200
Gel de silice	l'ammoniaque	4000-6000
	Méthanol	2300-2600
	L'alcool du Méthyl	1000-1500
	L'eau	2800
	Dioxyde de carbone	800-1000
Charbon	L'éthylène	1000-1200
	L'ammoniaque	2000-2700
	Méthanol	1800-2000
	L'eau	2300-2600
	Ethanol	1200-1400

Chaleur isostérique selon l'équation de (D-A)

ΔH Peut-être exprimé analytiquement à partir de l'équation de Clausius-Clapeyron et en utilisant l'équation (D-A) pour l'isotherme d'adsorption à l'équilibre.

L'équation 3.19 peut être réécrite de la manière suivante :

$$\Delta H = RT^2 \left(\frac{d \ln P}{dT} \right) \quad (3.21)$$

En utilisant l'équation de (D-A), la pression est donnée par la formule suivante :

$$\ln P = \ln P_S(T) - \frac{1}{T} \left[\frac{1}{D} \ln \frac{W_0 \rho_l(T)}{m} \right]^{1/n} \quad (3.22)$$

Après la dérivation de $\ln P$ par rapport à la température T , et on le substituant dans l'équation 3.22 on aura l'expression de la chaleur isostérique selon le modèle de (D-A) donné par l'équation suivante :

$$\Delta H = \frac{RT^2}{P_S(T)} \frac{dP_S(T)}{dT} - \frac{RT \left[T \ln \frac{P_S(T)}{P} \right]^{\frac{1}{n}}}{nD \rho_l(T)} \frac{d \rho_l(T)}{dT} + RT \ln \frac{P_S(T)}{P} \quad (3.23)$$

Le tableau suivant résume l'expression de la chaleur isostérique selon le type du couple adsorbant/adsorbat.

3.7. Application pratique de l'adsorption

Depuis les anciens temps, la science de l'adsorption a été appliquée pour exploiter ces caractéristiques dans la vie quotidienne et plus tard généralisé dans des applications industrielles. Cette partie est consacrée pour présenter certains domaines, orientations et exemples importants des applications de l'adsorption.

3.7.1. Applications industrielles

Séparation et purification de mélanges liquides et gazeux, de produits chimiques, d'isomères et d'air. On cite quelques exemples tels que :

- Les masques à gaz : Les masques à gaz sont utilisés comme dispositifs de protection contre les gaz toxiques tels que le méthane (CH_4), le chlore (Cl_2), le dioxyde de soufre (SO_2), etc., contiennent des adsorbants appropriés. Les adsorbants adsorbent préférentiellement les gaz toxiques et purifient ainsi l'air utilisé pour la respiration. La forme courante de masque à gaz contient une couche de charbon actif qui adsorbe les gaz toxiques.

- Application de l'adsorption dans la teinture : En teinture, les vêtements sont d'abord maintenus trempés dans un mordant (généralement de l'alun) puis dans la solution du colorant. Le mordant est d'abord adsorbé sur les vêtements, puis le colorant est adsorbé sur le mordant. Le mordant adhère bien à la fibre et au colorant.
- L'adsorption dans l'adoucissement de l'eau dure : L'eau contenant des sels dissous de calcium et de magnésium est appelée eau dure. L'eau dure est généralement adoucie en utilisant des résines échangeuses d'ions. L'utilisation de ces résines est basée sur les principes de l'adsorption sélective à partir de la solution. Ces résines adsorbent la dureté produisant des ions de l'eau dure et la rendent douce. De même, dans le processus de permis, la zéolithe utilisée adsorbe les ions calcium (Ca^{2+}) et magnésium (Mg^{2+}) présents dans l'eau dure et la rend douce.
- Application de l'adsorption dans l'industrie pharmaceutique : Certains médicaments peuvent absorber les germes qu'ils contiennent et donc les tuer et nous sauver des maladies. Le charbon actif, l'oxyde de magnésium, l'acide tannique, etc. sont utilisés pour l'absorption de substances toxiques et toxiques. L'adsorption est également utilisée dans la préparation de la vitamine B1, la filtration bactérienne, l'adsorption pharmaceutique, etc.
- Application de l'adsorption dans la clarification du sucre : Le sucre est décoloré en traitant une solution de sucre avec de la poudre de charbon de bois. Ce dernier absorbe les couleurs indésirables présentes.
- Application de l'adsorption dans la séparation des gaz nobles : Un mélange de gaz rares est généralement séparé en l'adsorbant sur du charbon actif. La séparation est basée sur la différence de degré d'adsorption de ces gaz par le charbon de bois.
- Application de l'adsorption dans l'analyse chromatographique : L'adsorption sélective de certaines substances d'une solution par un adsorbant solide particulier est utilisée pour séparer le composant du mélange lors d'une analyse chromatographique. Par exemple, en chromatographie sur colonne, un tube vertical long et large est rempli d'un adsorbant approprié, et la solution du mélange est versée par le haut puis recueillie une par une par le bas.

Élimination des impuretés des milieux liquides et gazeux. On cite les exemples suivants dans ce cas :

- L'industrie de la peinture : Les gaz dissous dans les peintures sont éliminés à l'aide d'adsorbants appropriés lors de la fabrication des peintures. Les gaz dissous n'adhèrent

pas bien à la surface à peindre et présentent donc un faible pouvoir couvrant. Les agents mouillants sont utilisés pour éliminer les films gazeux, liquides ou solides à la surface de la peinture. L'alcool est un agent mouillant couramment utilisé dans le polissage des meubles.

- L'élimination des matières colorantes : Le phénomène d'adsorption est largement utilisé pour éliminer les matières colorantes indésirables des solutions de sucre brut, des jus, des huiles végétales, du pétrole, etc. Les adsorbants tels que le charbon animal, le charbon actif, la terre à foulon, etc. sont utilisés à cette fin.
- Application de l'adsorption pour créer un vide partiel : Le phénomène d'adsorption des gaz sur les solides, notamment à basse température, est utilisé pour créer un vide partiel. Le récipient à évacuer est relié à un récipient étroit contenant du charbon actif plongé dans de l'azote liquide. L'étendue de l'adsorption des gaz sur le solide est très élevée à basse température. Ainsi, les gaz présents dans le récipient sont adsorbés par le charbon animal et un vide partiel est créé.

Récupération de produits chimiques à partir des déchets. Tels que :

- Application de l'adsorption dans le processus de flottation de mousse : Le procédé de flottation par mousse généralement utilisé pour concentrer les minerais sulfurés utilise le procédé d'adsorption. Lorsque le minerai de sulfure est secoué avec de l'huile de pin et de l'eau, les particules de minerai sont adsorbées sur la mousse qui flotte et les particules de gangue comme la silice, les matériaux terreux, etc., se déposent dans le réservoir. La mousse séparée contient du minerai de sulfure.
- Récupération des déchets industriels : Les composants d'un mélange peuvent être séparés en utilisant la différence de pouvoir d'absorption des différents composants de tout mélange. Plusieurs récupérations de valeur sont réalisées à partir de déchets industriels en utilisant les principes d'adsorption.

Sécher les gaz et les liquides. L'exemple le plus connu pour cette procédure est :

- La déshumidification : Certaines substances ont une forte tendance à absorber l'eau. Ces substances peuvent être utilisées pour réduire ou éliminer les vapeurs d'eau présentes dans l'air. Le gel de silice est utilisé pour la déshumidification des équipements électroniques. Le gel de silice est le déshumidificateur le plus couramment utilisé, c'est-à-dire pour absorber l'humidité ou l'humidité de l'air.

3.7.2. Applications environnementales

L'application principale concernée est le traitement des eaux, par l'élimination des polluants chimiques organiques synthétiques contenants dans l'eau potable tels que les pesticides, herbicides, détergents, hydrocarbures aromatiques polycycliques, et les métaux lourds tels que Cd, Cr, Hg, Cu, Fe, V, Zn. la procédure consiste à utiliser le charbon actif où le charbon actif granulaire pour adsorber ces constituants en améliorant le goût et l'odeur de l'eau.

3.7.3. Applications d'adsorption à pompe à chaleur et froid

Pour des raisons énergétiques, écologiques, le domaine de chauffage et climatisation vise principalement à trouver des solutions alternatives aux machines à compression de vapeur à cause de la grande consommation de l'énergie électrique et l'utilisation des réfrigérants polluants. Grâce à ses caractéristiques données dans le domaine de la production du froid, des nouvelles recherches ont proposés la technologie des machines à adsorption comme solution alternative aux systèmes à compression de vapeur.

La production du froid par adsorption peut être alimenté par les installations de cogénération en exploitant la chaleur perdue pour produire du froid, comme peut être alimenté par de l'énergie solaire. Cette dernière application est l'objectif du travail proposé dans cette étude et sera détaillé dans le prochain chapitre.

3.8. Conclusion

La science de l'adsorption a une longue histoire et qui a été connu depuis l'antiquité, mais grâce à la théorie actuelle de l'adsorption et ses applications basés sur les travaux fondamentaux de Langmuir ont développés cette science dans les dernières années.

L'existence de la science de l'adsorption est due à deux faits principaux qui sont :

- La grande complexité liée aux phénomènes d'adsorption aux différentes interfaces
- L'importance de l'adsorption et son énorme utilité dans la nature, y compris les produits de la vie quotidienne, les applications industrielles et environnementales.

La modélisation moléculaire d'adsorption pour comprendre les phénomènes d'interface et développer de nouvelles classes de matériaux adsorbants s'est apparait extrêmement important notamment s'il est utilisé avec des techniques expérimentales. Grace à la théorie d'adsorption connue sous le nom d'isothermes d'adsorption, et à cause du rôle prédominant dans l'industrie moderne sous les aspects environnementaux, économiques et énergétiques, Les technologies d'adsorption sont rapidement développées et améliorées.

Ce chapitre a été consacré pour l'étude théorique du phénomène d'adsorption, cela compris un état de l'art de la science d'adsorption théorique et expérimentale connu depuis l'antiquité et les principaux modèles d'isothermes avec classification, ainsi que les applications pratiques de l'adsorption. L'une des applications majeures de l'adsorption est la climatisation et la production du froid, cela peut être entraîné avec de l'énergie solaire : c'est l'objectif d'étude dans les prochains chapitres.

Chapitre 4

***Etude et analyse d'une machine frigorifique
solaire à adsorption***

Chapitre 4

Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption

(Cycle idéale)

4.1. Introduction

On a cité dans le chapitre précédent que le phénomène d'adsorption est appliqué dans plusieurs domaines : industrielles, environnementales... parmi ces applications on trouve celle de la production du froid (froid et climatisation) caractérisé par l'adsorption. Afin d'atteindre une production régulière du froid par adsorption, des machines frigorifiques ont été conçus et fonctionnant à différents cycles suivant la technologie choisie. Dans les machines frigorifiques à compression de vapeur, la compression et la détente dans le cycle thermodynamique sont réalisés par l'action mécanique du compresseur et du détendeur entraînés par l'énergie électrique, par contre dans les machines frigorifiques à adsorption, la compression et la détente sont remplacés par les phénomènes d'adsorption et de désorption suite au chauffage où refroidissement du système. Le chauffage se fait dans la phase de désorption dans la plus part des cas par l'énergie solaire vu sa disponibilité et dans d'autres cas par la chaleur perdue et récupéré par un système de récupération de chaleur (cogénération). le fluide frigorigène utilisé dans les cycles conventionnelles porte le nom du couple adsorbant/adsorbat pour les machines frigorifiques à adsorption solaire.

Ce chapitre est consacré pour l'étude et l'analyse du cycle thermodynamique d'une machine frigorifique solaire à adsorption, cela compris la composition de cette machine, le fonctionnement et les couples adsorbants/adsorbats, ainsi que la modélisation du système solaire à adsorption.

4.2. Cycle de base d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Les systèmes frigorifique solaire par adsorption sont classés par Best et Ortega [96] suivant leurs cycles thermodynamique et la production du froid en trois types : système d'adsorption intermittent, adsorption continue et système d'adsorption par diffusion. Il existe plusieurs technologies mettant en œuvre les cycles d'adsorption continus : système d'adsorption à récupération de chaleur, système d'adsorption à récupération de masse, technologie d'adsorption à ondes thermiques [97], technologie d'adsorption à ondes thermiques convectives [98], technologie multi-étages et en cascade [99-101] et systèmes d'adsorption hybrides. Théoriquement, L'analyse de ces technologies d'adsorption a montré une

augmentation et amélioration par rapport aux cycles de base, mais en pratique n'as pas été encore vérifié. D'autres technologies avancés d'adsorption inclus : cycle multi adsorbeur, cycle multiétage et cycle en mode double. Le coût élevé associé aux systèmes d'adsorption à cycles continue et par diffusion avec la complexité de leurs composantes ont limités leurs croissances. L'étude présentée dans ce travail concerne uniquement les machines frigorifiques à adsorption solaire à cycle de base.

Contrairement aux cycles conventionnels à compression de vapeur, un réfrigérateur à adsorption solaire basé sur le cycle de réfrigération à adsorption de base ne nécessite aucune énergie mécanique ou électrique, mais uniquement de l'énergie thermique. Les cycles de base d'adsorption fonctionnent par intermittence en absence d'un système d'appoint.

Les composantes d'un système de réfrigération à adsorption solaire à cycle de base sont :

- Un capteur solaire à lit adsorbant (lit d'adsorption)
- Un condenseur
- Un récipient (réservoir de stockage)
- Un évaporateur

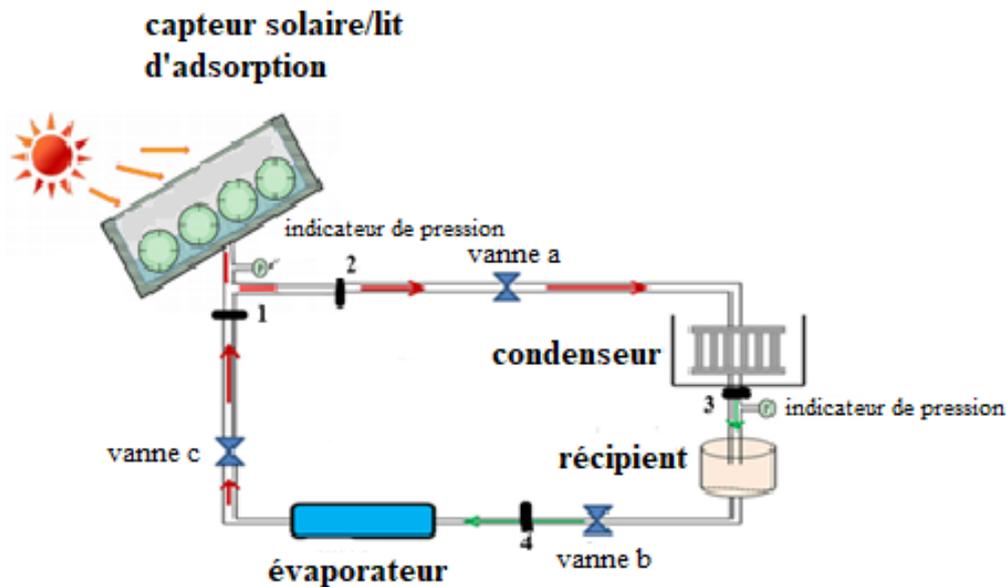


Fig.4.1. Schéma d'une machine de réfrigération à adsorption solaire à cycle de base.

Il peut contenir d'autres accessoires tels que les vannes, les pompes et les ventilateurs.

Le cycle se compose de quatre processus :

- Chauffage isostérique (pressurisation)
- Chauffage isobare (désorption & condensation)
- Refroidissement isostérique (dépressurisation)
- Refroidissement isobare (adsorption et évaporation)

Chauffage isostérique : L'adsorbeur reçoit une quantité de chaleur collecté par le capteur solaire tout en gardant la vanne « a » fermé. La température de l'adsorbant augmente, ce qui induit une augmentation de pression, de la pression d'évaporation jusqu'à la pression de condensation. Ce processus est équivalent à la "compression" dans les machines à compression de vapeur.

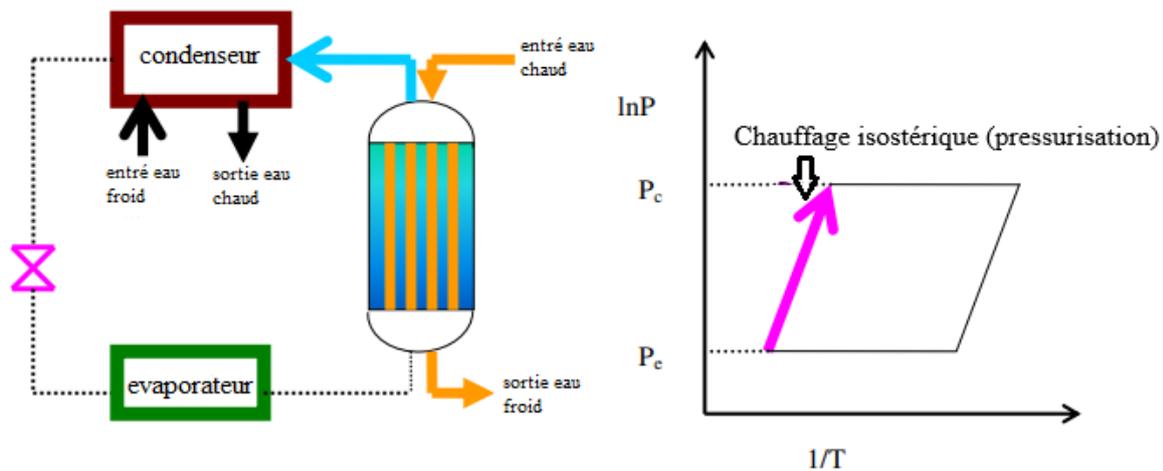


Fig.4.2. Diagramme schématique du Chauffage isostérique (pressurisation) [102].

Chauffage isobare : L'adsorbeur continue à recevoir de la chaleur ce qui induit la phase de désorption : c'est la génération de vapeur. Cette vapeur désorbée est liquéfiée dans le condenseur. Ce processus est équivalent à la "condensation" dans les cycles à compression de vapeur.

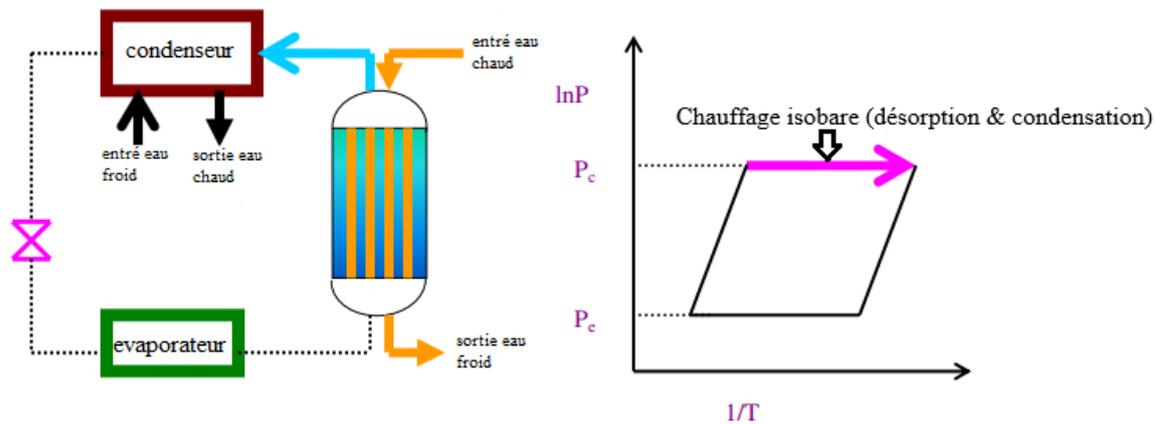


Fig.4.3. Diagramme schématisé du Chauffage isobare (désorption & condensation) [102].

Refroidissement isostérique : Pendant cette phase, la quantité de chaleur reçue par l'adsorbeur diminue ce qui diminue la température de l'adsorbeur. Cela implique une diminution de la pression depuis la pression de condensation jusqu'à la pression d'évaporation. Ce processus est équivalent à "l'expansion" dans les cycles à compression de vapeur.

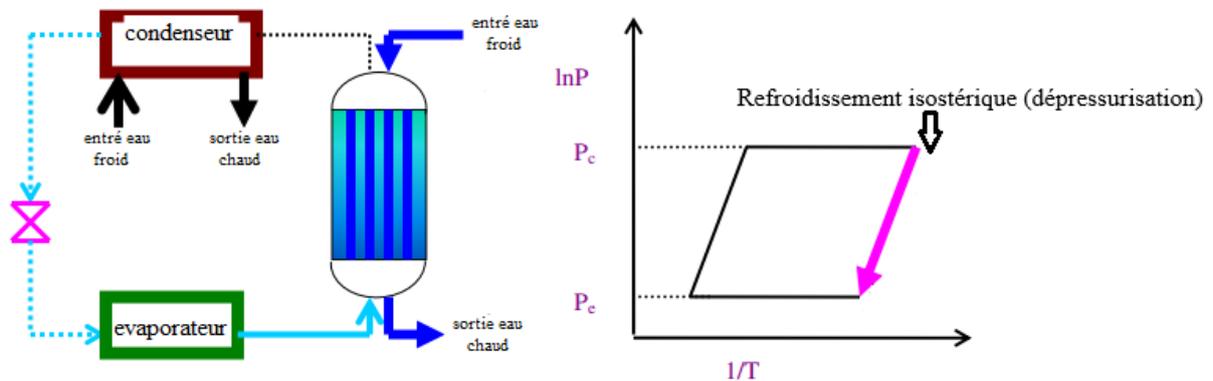


Fig.4.4. Diagramme schématisé du Refroidissement isostérique (dépressurisation) [102].

Refroidissement isobare : L'adsorbeur continue à dégager de la chaleur tout en étant relié à l'évaporateur et la température de l'adsorbant continue à diminuer, ce qui induit l'adsorption de vapeur. Cette vapeur adsorbée est vaporisée dans l'évaporateur. La chaleur d'évaporation est fournie par la source de chaleur à basse température. Ceci est équivalent à la phase de "l'évaporation" dans les cycles à compression de vapeur.

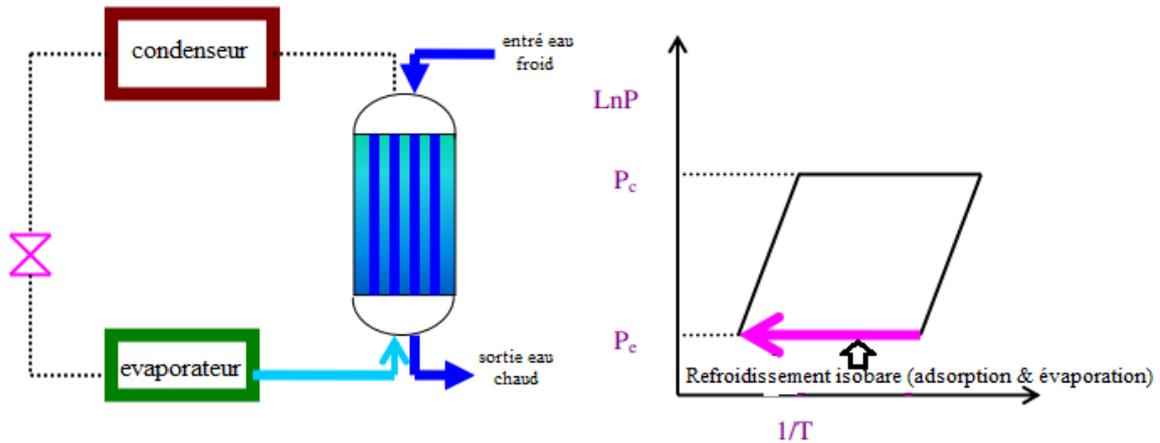


Fig.4.5. Diagramme schématique du Refroidissement isobare (adsorption et évaporation) [102].

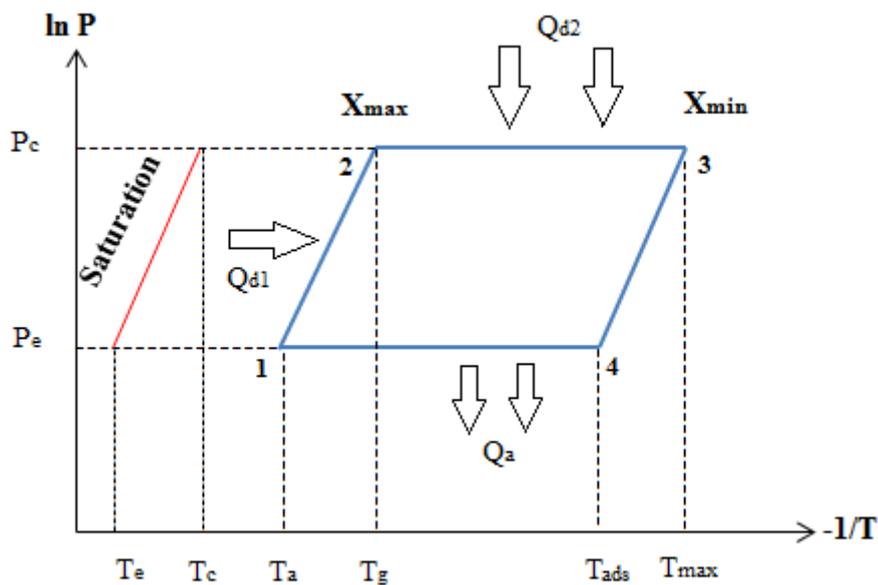


Fig.4.6. Cycle théorique de base du système de réfrigération solaire à adsorption (diagramme de Clapeyron).

Le cycle commence au point 1 (fig.4.6), lorsque le système est à la température ambiante T_{am} et à une basse pression P_e (pression d'évaporation), mais la concentration du fluide frigorigène est maximale X_{max} . L'adsorbeur reçoit une quantité de chaleur thermique Q_{d1} qui augmente la pression et la température le long de la ligne isostérique 1-2 (à concentration constante). Au point 2, le chauffage se poursuit et en augmentant la température et la désorption commence, la génération de vapeur se produit en recevant une quantité de chaleur Q_{d2} la pression reste constante le long de la ligne isobare 2-3 tandis que la concentration diminue

jusqu'à X_{min} . La vapeur générée est liquéfiée par le condenseur suivant la ligne isostérique 3-4 dégageant une quantité de chaleur Q_{d2} à une concentration constante X_{min} et à une température de condensation T_c . Lors de la transformation 4-1, le fluide frigorigène condensé suivant la ligne isostérique 3-4 dégageant une quantité de chaleur Q_{cd} à une concentration constante X_{min} et à une température de condensation T_c . Lors de la transformation 4-1, le fluide frigorigène condensé s'écoule dans l'évaporateur et la pression diminue jusqu'à la pression d'évaporation P_e et la phase d'adsorption se produit en absorbant une quantité de chaleur Q_{ev} ramenant la vapeur à l'état liquide et produisant l'effet de froid. Le réfrigérant évaporé s'écoule vers l'adsorbeur pour être adsorbé et accumulé, ce qui fait augmenter sa concentration X_{max} jusqu'à au point 1 et est refroidi à la température d'ambiance T_{am} et le cycle recommence.

4.3. Couples adsorbant/adsorbat

Il existe plusieurs types de couples de travail adsorbant/adsorbat pour l'adsorption solide. Pour assurer le bon fonctionnement d'un système à adsorption, la sélection du couple est essentielle. L'utilisation de plusieurs couples a montré une grande variation de performance.

Le bon choix dépend de la température de la source de chaleur, des caractéristiques souhaitées du système de réfrigération, des propriétés des constituants de la paire de travail et de l'affinité entre eux (qui dépendent des propriétés chimiques, physiques et thermodynamiques des substances), et même sur leur coût, leur disponibilité et leur impact environnemental [103].

Pour les applications de production de froid, l'adsorbant doit avoir une capacité d'adsorption élevée aux températures ambiantes et aux basses pressions mais une capacité d'adsorption moindre pour des pressions et des valeurs de températures élevées.

Les adsorbants sont caractérisés par des propriétés de surface telles que la surface spécifique et la polarité. Pour assurer une grande capacité d'adsorption Une grande surface spécifique est préférable, mais la création d'une grande surface interne dans un volume limité engendre un grand nombre de pores de petite taille entre les surfaces d'adsorption. La distribution de la taille des micropores, qui détermine l'accessibilité des molécules d'adsorbat à la surface d'adsorption interne, est importante pour caractériser l'adsorbabilité des adsorbants.

Des matériaux tels que la zéolite et les tamis moléculaires au carbone peuvent être conçus spécifiquement pour des distributions précises de la taille des pores et donc « réglés » pour une séparation particulière [102].

4.3.1. Choix de l'adsorbat

Le choix de l'adsorbat où le réfrigérant doit subir aux critères suivants [7,104] :

- Température d'évaporation inférieure à 0 °C (à des fins de réfrigération, elle peut être supérieure dans le cas d'applications de climatisation)
- Petite taille moléculaire afin de faciliter l'effet d'adsorption
- Chaleur latente de vaporisation élevée et faible volume spécifique à l'état liquide
- conductivité thermique élevée
- Faible viscosité
- Thermiquement stable avec l'adsorbant dans la plage de température de fonctionnement
- Chimiquement stable dans la plage de température de fonctionnement
- Non toxique, non corrosif et ininflammable
- Basses pressions de saturation (légèrement au-dessus de la pression atmosphérique) à température de fonctionnement normale
- Absence de problèmes écologiques, contrairement aux fluides frigorigènes courants.

Les fluides de travail naturels utilisés dans les systèmes de réfrigération à adsorption n'ont généralement aucun impact sur l'environnement. Les fluides frigorigènes les plus couramment utilisés sont l'ammoniac, le méthanol et l'eau, qui ont des valeurs de chaleur latente relativement élevées (respectivement 1368, 1160 et 2258 kJ/kg) et des volumes spécifiques faibles (de l'ordre de 10^{-3} m³/kg). L'eau et le méthanol fonctionnent à des pressions de saturation sous-atmosphériques aux températures de fonctionnement nécessaires. Dans le cas de l'ammoniac, de petites fuites peuvent être tolérées pendant un certain temps, mais sa pression de saturation de 13 bars à une température de condensation de 35 °C est très exigeante. L'ammoniac est toxique et corrosif, contrairement à l'eau et au méthanol, mais ce dernier est inflammable. L'eau est l'adsorbat le plus stable thermiquement, suivi de près par le méthanol et l'ammoniac, dans cet ordre. Cependant, même étant l'adsorbat le moins cher, l'eau ne peut pas être utilisée à des fins de refroidissement en dessous de 0 °C [105].

4.3.2. Données thermophysiques de l'adsorbat

On a cité que les fluides les plus utilisés comme adsorbat dans les systèmes de réfrigération par adsorption sont le méthanol, l'éthanol, l'eau et l'ammoniac. Les caractéristiques thermophysiques comprennent la chaleur latente, la densité du liquide et de vapeur, la chaleur spécifique du liquide, la pression saturante, l'enthalpie saturante du liquide, le coefficient de

dilatation volumique et la conductivité du liquide de ces adsorbats sont donnés dans les tableaux suivants.

4.3.2.1. Caractéristiques propres au méthanol

Les caractéristiques thermophysiques du méthanol sont illustrées dans le tableau suivant :

Tab.4.1. Caractéristiques thermophysiques du méthanol [93].

Température °C	Chaleur latente (kJ/kg)	Masse volumique liquide (kg/m ³)	Masse volumique vapeur (kg/m ³)	Pression de vapeur (bar)
-50	1194	843.5	0.01	0.01
-30	1187	833.5	0.01	0.02
-10	1182	818.7	0.04	0.04
10	1175	800.5	0.12	0.10
30	1155	782.0	0.31	0.25
50	1125	764.1	0.77	0.55
70	1085	746.2	1.47	1.31
70	1035	724.4	3.01	2.69
110	980	703.6	5.64	4.98
130	920	685.2	9.81	7.86
150	850	653.2	15.9	8.94

4.3.2.2. Caractéristiques propres à l'éthanol

Les caractéristiques thermophysiques de l'éthanol sont illustrées dans le tableau suivant :

Tab.4.2. Caractéristiques thermophysiques de l'éthanol [93].

Température °C	Chaleur latente (kJ/kg)	Masse volumique liquide (kg/m ³)	Masse volumique vapeur (kg/m ³)	Pression de vapeur (bar)
-30	939.4	825	0.02	0.01
-10	928.7	813	0.03	0.02
10	904.8	798	0.05	0.03
30	888.6	781	0.38	0.1
50	872.3	762.2	0.72	0.29
70	858.3	743.1	1.32	0.76
90	832.1	725.3	2.59	1.43
110	768.6	704.1	5.71	2.66
130	734.4	678.7	9.25	4.3

4.3.2.3. Caractéristiques propres à l'ammoniac

Les caractéristiques thermophysiques de l'ammoniac sont illustrées dans le tableau suivant :

Tab.4.3. Caractéristiques thermophysiques de l'ammoniac [93].

Température °C	Chaleur latente (kJ/kg)	Masse volumique liquide (kg/m ³)	Masse volumique vapeur (kg/m ³)	Pression de vapeur (bar)
-60	1434	714.4	0.03	0.27
-40	1384	690.4	0.05	0.76
-20	1338	665.5	1.62	1.93
0	1263	638.6	3.48	4.24
20	1187	610.3	6.69	8.46
40	1101	579.5	12	15.34
60	1026	545.2	20.49	29.8
80	891	505.2	34.13	40.9
100	699	455.1	54.92	63.12
120	428	374.4	113.16	90.44

4.3.2.4. Caractéristiques propres à l'eau

Les caractéristiques thermophysiques de l'eau sont illustrées dans le tableau suivant :

Tab.4.4. Caractéristiques thermophysiques de l'eau [93].

Température °C	Chaleur latente (kJ/kg)	Masse volumique liquide (kg/m ³)	Masse volumique vapeur (kg/m ³)	Pression de vapeur (bar)
0	2500.7	999.8	0.0048	0.0061
5	2489	999.9	0.0067	0.087
10	2477.3	999.6	0.0094	0.012
15	2465.6	999	0.012	0.017
20	2453.4	998.2	0.017	0.023
25	2771.7	997.2	0.023	0.031
30	2730	995.6	0.03	0.042
35	2418.3	993.6	0.039	0.056
40	2406.1	992.2	0.051	0.073
45	2394	990.2	0.065	0.095
50	2382.3	988	0.083	0.123
55	2370.1	985.7	0.104	0.157
60	2358	983.2	0.130	0.199
65	2345.4	980.5	0.161	0.250
70	2333.3	977.7	0.198	0.311
75	2320.7	974.8	0.242	0.385
80	2308.2	971.8	0.293	0.473
85	2295.6	968.6	0.353	0.578
90	2282.6	965.3	0.423	0.701
95	2269.7	961.5	0.504	0.845

4.3.3. Choix de l'adsorbant

Les caractéristiques les plus importantes pour choisir un adsorbant approprié sont [104,106] :

- Capacité à adsorber une grande quantité d'adsorbat lorsqu'il est refroidi à température ambiante, pour produire un effet de refroidissement élevé
- Désorption de la majeure partie (idéalement de la totalité) de l'adsorbat lorsqu'il est chauffé par la source de chaleur disponible
- Faible chaleur spécifique
- Bonne conductivité thermique, pour raccourcir le temps de cycle
- Non détérioration et pertes de capacité d'adsorption dans le temps ou à l'usage
- Non toxique et non corrosif
- Chimiquement et physiquement compatible avec le réfrigérant choisi
- Faible coût et grande disponibilité.

Les matériaux adsorbants les plus adaptés doivent être suffisamment poreux (avec une surface spécifique de l'ordre de 600 m²/g ou plus [107]) pour permettre l'adsorption de grandes quantités de fluide frigorigène, mais cela se traduit par de faibles conductivités thermiques, ce qui limite les performances du système de réfrigération. Par conséquent, il doit y avoir un compromis entre la haute porosité requise pour une diffusion rapide de la vapeur et la haute densité requise pour une bonne conductivité thermique [108].

Les adsorbants les plus couramment utilisés sont le charbon actif, la zéolite et le gel de silice. Le charbon actif offre un bon compromis entre des capacités d'adsorption et de désorption élevées. A leur tour, les zéolithes naturelles doivent être présentes en grande quantité car seule une petite quantité d'adsorbat est désorbée lors de l'augmentation de température. Cependant, les isothermes d'adsorption des zéolithes ont une dépendance à la pression extrêmement non linéaire, ce qui est pertinent pour les applications de réfrigération solaire. Au contraire, le charbon actif et le gel de silice présentent des isothermes presque linéaires dépendant de la pression. Le gel de silice répond à la plupart des critères énumérés ci-dessus, mais il est coûteux et peut ne pas être disponible dans la plupart des pays. Par ailleurs, le phénomène de détérioration de la capacité d'adsorption et de vieillissement du gel de silice est un autre problème d'actualité [103].

4.3.4. Couples de travail

La présence et l'importance des couples de travail adsorbant-adsorbat pour les systèmes de réfrigération à adsorption fait appel à plusieurs études et sujets de recherches vu l'énorme dépendance de la performance de ces systèmes au choix de types des couples, soulignant leurs caractéristiques, performances, avantages et inconvénients.

Les couples de travail les plus couramment utilisés sont : zéolithe-eau, gel de silice-eau, charbon actif-méthanol et charbon actif-ammoniac.

4.3.4.1. Gel de silice – eau

Le gel de silice est un mélange de molécules de silice attaché avec de petits grains de silicium hydraté SiO_4 .

Dans le gel de silice, l'adsorption se produit avec la présence d'un groupe hydroxyle dans sa structure. Le COP de l'adsorption sur gel de silice dépend fortement de la polarisation des ions hydroxyle qui forment des liaisons hydrogène avec les oxydes [109].

La taille moyenne des pores du gel de silice est d'environ $650 \text{ m}^2/\text{g}$. Il existe deux diamètres de pores 3 nm et 0,7 nm appelés respectivement type A et type B, avec des surfaces de 100 à $1\ 000 \text{ m}^2/\text{g}$. Le gel de silice poreux de type B n'est applicable que lorsque l'humidité est supérieure à 50 %, tandis que le type A est applicable pour toutes les conditions [61].

Les principaux avantages de ce couple sont les suivants :

- Idéal pour les applications d'énergie solaire en raison de sa faible température de régénération
- nécessitant des sources de chaleur de faible qualité généralement inférieures à $85 \text{ }^\circ\text{C}$
- l'eau a l'avantage d'avoir une plus grande chaleur latente que les autres réfrigérants conventionnels
- Il convient aux applications de climatisation avec des débits d'eau glacée élevés, où des températures d'évaporation élevées peuvent être utilisées

Mais le couple gel de silice-eau présente aussi quelques critères décevants tels que :

- Ce couple a une faible capacité d'adsorption
- Une faible pression de vapeur qui réduit le transfert de masse

- Ce couple de travail nécessite des conditions de vide dans le système, de sorte que tout gaz non condensable entraînera une réduction significative des performances du système.

4.3.4.2. Charbon actif – méthanol

Le charbon actif se forme à des températures très élevées (700–1100 °C) et peut se présenter en deux formes : granulaire et en fibres. Le matériau contenant du carbone est décomposé thermiquement puis rendu actif avec du CO₂ ou de la vapeur [93].

Plusieurs travaux de recherches ont montrés que la plupart des formes de charbon actif utilisées possède une surface spécifique de 800 à 1 500 m²/g. Ils ont montré que les micropores (diamètre 2 nm) sont plus efficaces que les mésopores (diamètre > 50 nm) dans un processus d'adsorption.

Le charbon en fibres est préférable pour sa plus grande surface, ses meilleures performances en transfert de chaleur et de masse et ses pores uniformément répartis par rapport au carbone granulaire [110].

Cette couple de travail possède plusieurs avantages qui sont :

- Il fonctionne à basse température de régénération
- se caractérise également par sa grande capacité d'adsorption cyclique
- Chaleur latente d'évaporation élevée du méthanol
- Un point de congélation bas

Par contre il possède plusieurs inconvénients comme :

- Le charbon actif a une faible conductivité thermique
- Agissant comme un isolant thermique et provoquant une diminution du COP du système
- Le charbon actif-méthanol fonctionne également dans des conditions de vide
- Le méthanol doit être utilisé avec prudence en raison de sa forte toxicité et de son inflammabilité

4.3.4.3. Charbon actif – ammoniac

Le couple charbon actif-ammoniac possède également des critères avantageux tels que :

- IL nécessite des températures de régénération qui dépasse 150 °C

- Sa chaleur d'adsorption est similaire à celle du couple charbon actif-méthanol, mais elle nécessite des pressions de fonctionnement plus élevées, ce qui améliore les performances de transfert de chaleur et de masse et réduit le temps de cycle
- Cette couple fonctionne avec des sources d'énergie à haute température avec une grande capacité de refroidissement

Comme il possède des facteurs de fonctionnement négatifs qui sont :

- le charbon actif a une capacité d'adsorption plus faible avec l'ammoniac qu'avec le méthanol
- la toxicité de l'ammoniac, de l'odeur irritante (même à faible concentration) et de la nature corrosive

4.3.4.4. Zéolithe-eau

Une zéolithe est un cristal d'alumine-silicate qui se forme dans des systèmes alcalins. Les zéolithes naturelles peuvent être classées en 40 types différents. Les zéolithes sont également produites artificiellement en laboratoire, plus de 150 types ont été synthétisés dans le monde. Ces types artificiels sont nommés avec une seule lettre ou un groupe de lettres, comme le type A, B, X, ZSM.

Bien que ces types de zéolithes possèdent de hautes performances de transfert de chaleur, elles sont également très coûteuses. La capacité d'adsorption dépend de la structure de la zéolithe.

Un monocristal de ces types de zéolithes est capable d'adsorber 24 molécules d'eau. L'adsorption se produit dans les pores cristallins ou les cages centrales [61].

La climatisation est l'application principale des systèmes de refroidissement fonctionnant avec la couple zéolithe-eau car la température d'évaporation la plus basse de l'eau est de 0 °C.

Il a également une chaleur d'adsorption significative d'environ 300 à 4200 kJ/kg, ce qui est supérieur à celui du gel de silice-eau [111].

Les principaux avantages de cette couple sont :

- Les températures de régénération peuvent dépasser 200 °C, avec une élévation de température d'adsorption-évaporation supérieur à 70 °C
- Ce couple reste stable à des températures élevées et la chaleur latente de l'eau est bien supérieure à celle du méthanol ou d'autres réfrigérants traditionnels

Et comme tous les couples, elle possède également des inconvénients :

- Un système fonctionnant avec le couple zéolithe-eau est plus adapté aux applications de climatisation en raison de la température de solidification de l'eau, qui limite le processus de congélation
- L'évaporation de l'eau à basse pression favorise une phase d'adsorption lente et les températures de désorption élevées augmentent la chaleur sensible de l'adsorbeur
- La capacité de refroidissement spécifique de ces systèmes n'est pas très élevée
- Les faibles pressions de fonctionnement peuvent embarrasser le transfert de masse

4.4. Comparaison entre les couples de travail

On propose dans cette partie une étude comparative entre deux types de fluide de travail qui sont charbon actif/méthanol et zéolithe/eau dans une machine frigorifique solaire à adsorption à cycle de base qui est montré dans fig.4.1. la comparaison consiste à déterminer l'influence des paramètres thermodynamiques de fonctionnement sur les performances du système. Celle-ci est basée sur un modèle thermodynamique utilisant différents types de couples adsorbant/adsorbat. Les principaux paramètres considérés dans cette étude sont : la température de génération, la température maximale de chauffage et la pression de condensation.

Les simulations ont été réalisées en utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver. La méthode de résolution des équations du système qui décrit le cycle thermodynamique et le modèle est purement numérique et prend en considération le cycle thermodynamique d'adsorption présenté par les paramètres de pression et de température en chaque point du diagramme et à partir de là, les quantités de chaleur échangées et représentées en fonction de l'enthalpie massique en ce point peuvent être déterminées. En connaissant les paramètres thermodynamiques à chaque point du cycle, les quantités de chaleur associée peuvent être déterminées puis l'utiliser dans les équations thermodynamiques décrivant les performances du système. Et en faisant varier à chaque fois les paramètres thermodynamiques du cycle et même du couple de travail, on aboutit aux résultats obtenus. Dans cette étude, nous discutons respectivement de l'effet de : (1) la température maximale (2) la température de génération T_g (3) la pression de condensation P_c ainsi que le type du couple adsorbant/adsorbat sur le COP. Les données de calcul sont présentées dans le tableau suivant.

Tab.4.5. Donnés de calcul [112].

Symbole	Paramètre	Valeur
\dot{m}_{cd}	Débit massique du condensat	3,7 m ³ /h
\dot{m}_{de}	Débit massique de phase de désorption	1,6 m ³ /h
\dot{m}_{ev}	Débit massique de phase d'évaporation	2 m ³ /h
P_{cd}	Pression de condensation	0,21676 bar
P_{ev}	Pression d'évaporation	0,02872 bar
T_a	Température d'adsorption	16 °c
T_e	Température d'évaporation	-5 °c
T_g	Température de génération	61 °c
T_{max}	Température maximale de chauffage	82 °c

4.4.1. Etude thermodynamique

La capacité de réfrigération, la capacité de chauffage et le coefficient de performance sont donnés par [109] dans les équations de (1) à (3).

$$Q_e = \dot{m}_{ch}c_w(T_{ch,i} - T_{ch,o}) \quad (4.1)$$

$$Q_h = \dot{m}_h c_w(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4.2)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_{ch}c_w(T_{ch,i}-T_{ch,o})}{\dot{m}_h c_w(T_{h,i}-T_{h,o})} \quad (4.3)$$

Pour des propriétés physiques des fluides constantes, l'enthalpie massique est définie par :

$$\Delta h = c(\Delta T) \quad (4.4)$$

L'expression de la quantité de chaleur échangée dans ce cas par l'adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur est exprimée comme suit :

Adsorbeur/condenseur

D'après le cycle thermodynamique théorique des systèmes frigorifiques solaire à adsorption, la génération de vapeur à partir de l'état liquide du fluide de travail ce fait en deux phases différentes :

- Le chauffage isostère : L'adsorbeur reçoit une quantité d'énergie solaire nécessaire pour le chauffage du couple adsorbant/adsorbat Q_{d1} exprimé par :

$$Q_{d1} = \dot{m}_d(h_2 - h_1) \quad (4.5)$$

- Le chauffage isobare : dans cette phase commence la génération de vapeur (désorption), l'énergie requise Q_{d2} est donné par :

$$Q_{d2} = \dot{m}_c(h_3 - h_2) \quad (4.6)$$

Evaporateur

Lors de la phase d'évaporation, le réfrigérant qui est l'adsorbat dans le cas du système frigorifique a adsorption, passe de l'état liquide à l'état vapeur en absorbant une quantité de chaleur du milieu à refroidir Q_e correspond à :

$$Q_e = \dot{m}_e(h_1 - h_4) \quad (4.7)$$

Équation de performance du système

L'expression du COP sera définie comme suit :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (4.8)$$

$$\text{Avec dans notre cas est donné par : } Q_g = Q_{d1} + Q_{d2} \quad (4.9)$$

En remplaçant (1) et (2) dans (5) :

$$Q_g = \dot{m}_d(h_2 - h_1) + \dot{m}_c(h_3 - h_2) \quad (4.10)$$

L'expression finale du coefficient de performance devient :

$$COP = \frac{\dot{m}_e(h_1 - h_4)}{\dot{m}_d(h_2 - h_1) + \dot{m}_c(h_3 - h_2)} \quad (4.11)$$

4.4.2. Hypothèses

Afin d'avoir un accord entre le modèle choisi et l'unité considérée, certaines hypothèses ont été imposés.

- On considère qu'il n'y a pas de pertes thermiques vers le milieu extérieur
- Tout le liquide présent dans l'adsorbent est évaporé (désorption) ainsi que le condensat stocké dans le récipient est supposé totalement évaporé (adsorption)
- Le débit du fluide dans chaque phase est supposé constant
- L'ouverture et la fermeture de chaque vanne se font à la fin de chaque phase.

Paramètres de fonctionnement

- La Pression de condensation et d'évaporation : la littérature montre que la condensation se fait à une pression de 145 mbar à 216 mbar, alors que l'adsorption se fait à une pression de 90 mbar à 160 mbar [112].

Notre travail consiste à faire varier la valeur de pression dans cet intervalle pour voir l'effet de P_c et P_e sur le COP et cela pour les deux couples choisis.

- Les températures : les températures de fonctionnement ont été choisies de telle façon qu'elles soient proche de celles trouvées dans les unités expérimentales vus dans la littérature [112].

L'objectif de cette étude est de voir la variation de COP en fonction des températures de fonctionnement ainsi qu'une étude comparative de rentabilité entre les deux couples choisis : AC/méthanol et zéolite/eau.

4.4.3. Effet des paramètres de fonctionnement

Les équations gouvernantes ont été résolues par le code de calcul EES (Engineering Equation Solver), ce dernier prend en considération le cycle thermodynamique d'adsorption présenté par les paramètres pression et température en chaque point du diagramme et à partir de là, les quantités de chaleur échangée peuvent être déterminés et représentés en fonction de l'enthalpie massique sur ce point. Donc la variation des paramètres de fonctionnement qui décrit le cycle provoquent la variation de la quantité de chaleur associés, d'où l'importance de l'étude paramétrique. Un autre facteur est pris en considération, c'est le choix du type de couple adsorbant/ adsorbat. Ce travail a pour but aussi de voir le comportement de la performance sous l'effet du couple choisi et de déterminer les meilleures conditions de

fonctionnement des couples. Dans ce cas on a choisi les AC/méthanol et zéolite/eau comme couple adsorbant/adsorbat. D'après les nombreux travaux de recherches, ces couples ont été trouvés être les meilleurs parmi les réfrigérants naturels et cela du qu'elles ont un meilleur coefficient de performance, non toxique, ce qui justifie le choix d'étude de ces couples.

4.4.3.1. Effet de température de génération

Les effets de de la température de génération T_g sur le coefficient de performance sont montrés dans fig.4.7. D'après la figure, il est remarqué que le COP augmente avec l'augmentation de la température de génération et cela pour les deux couples utilisés AC/méthanol et zéolite/eau. La raison est que la masse de l'adsorbat généré est proportionnelle à la température de génération, en effet, l'augmentation de la température de génération assure une meilleure performance de transfert de chaleur au niveau de lit d'adsorption ce qui donne une plus grande quantité de masse adsorbé et par la suite une augmentation de COP.

En outre, il est constaté que l'évolution de COP en fonction de la température de génération est clairement différente dans les deux cas de type de couple. Le COP varie rapidement avec la température de génération dans le cas du couple AC/méthanol et atteint un COP maximal de 0,45 à $T_g=80$ °c. par contre dans le cas du couple zéolite/eau le COP varie lentement et atteint une valeur maximale à l'ordre de 0,15.

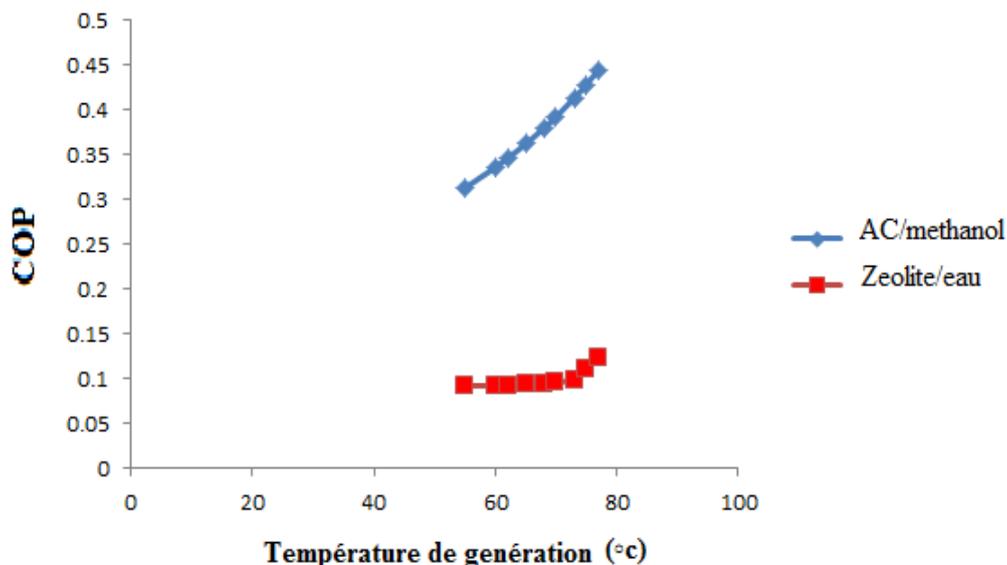


Fig.4.7. Effet de la température de génération T_g et le type de couple sur le COP

4.4.3.2. Effet de la température maximale sur le COP

Un certain nombre de simulations ont été effectués en faisant varier la température du lit d'adsorption maximale lors de la phase de chauffage. fig.4.8 montre les résultats pour les deux types de couples utilisés. la figure suggère que le COP diminue quand la température maximale de chauffage augmente. la figure montre aussi que le COP optimal atteint est de 0.49 dans le cas du couple AC/méthanol pour une température de 70 °c et 0.093 dans le cas du couple zéolite /eau. Ainsi que pour des hautes températures de chauffage le COP décroît d'une façon plus lente dans le deuxième cas atteignant des COP plus basses.

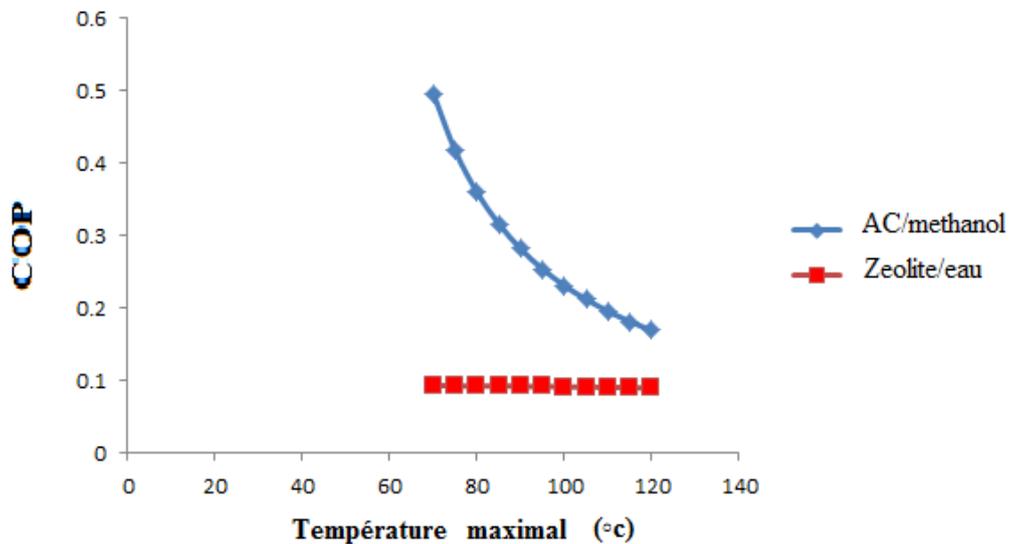


Fig.4.8. Evolution du COP en fonction de la température maximale T_{\max}

4.4.3.3. Effet de la pression de condensation

Fig.4.9 montre la variation de l'effet de la pression de condensation sur le coefficient de performance. Les résultats ont montré que le COP est légèrement affecté par la variation de la pression de condensation entre 100 mbar et 270 mbar. Ceci correspond à un COP maximal de 0.346 dans le cas du couple AC/méthanol et 0.0972 dans le cas du couple zéolite/eau. Une autre chose peut être vu sur la figure, c'est l'influence de type de couple adsorbant/adsorbé. Ceci est présent dans cette étude avec l'utilisation du couple zéolite/eau et AC/méthanol, cette dernière semble à être la plus favorable vu les valeurs élevées de COP donnés dans chaque simulation dans telles conditions de fonctionnement imposées de pression et de température et avec ce type de système et ces composants illustrés ci-dessus. En rajoutant que la rentabilité

de couple adsorbant/adsorbant peut être affecté par les composants de système à adsorption solaire utilisés et les conditions de fonctionnement et de l'énergie solaire introduite.

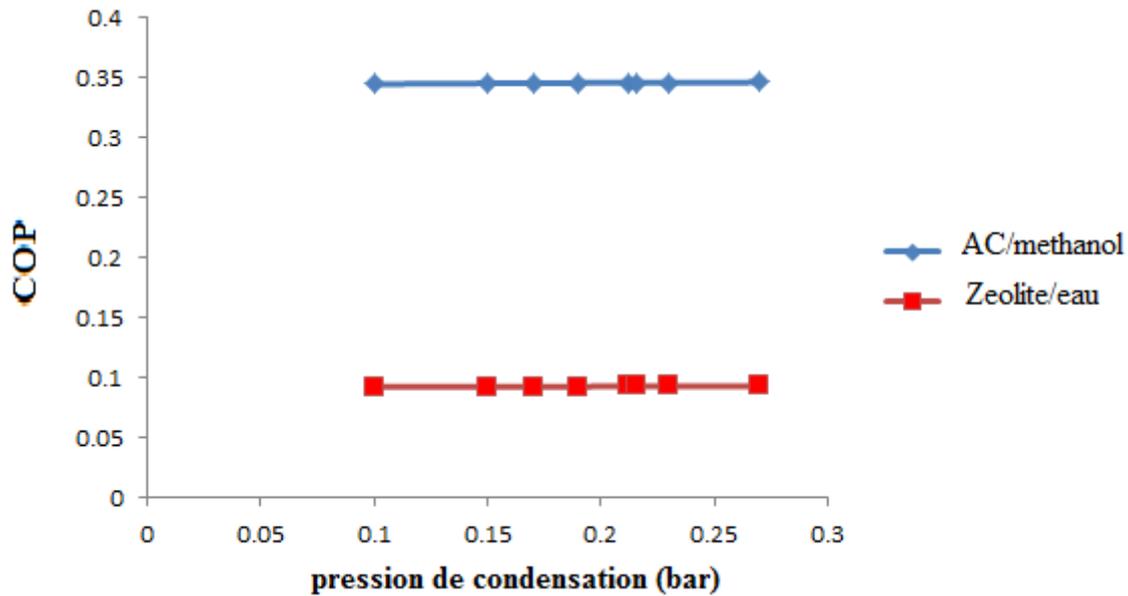


Fig.4.9. Effet de la pression de condensation sur le COP

4.5. Modélisation mathématique d'une machine frigorifique solaire à adsorption

4.5.1. Introduction

L'étude des différentes structures des systèmes énergétiques à sources d'énergie renouvelables sont réalisées sur la base de divers modèles en fonction de l'objectif recherché. Ces modèles ont en commun l'utilisation de données météorologiques comme variables d'entrée. Ce chapitre donne un aperçu détaillé des éléments du système étudié en utilisant des modèles physique à bases mathématiques nécessaires dans le domaine d'ingénierie.

La modélisation des différentes structures et composants dans le domaine des énergies renouvelables peut se rétablir par des modèles physiques et numériques. Dans ce cas, la modélisation est accomplie par un modèle physique basé sur les principes de la thermodynamique.

Le modèle physique des machines frigorifiques solaire à adsorption permet d'approcher le concept de caractériser les performances des composants du système à partir des principes de transfert de chaleur et de la thermodynamique.

Cette partie est consacrée à la modélisation mathématique des différentes composantes d'une machine frigorifique solaire à adsorption à cycle de base. La modélisation permet d'établir les différents bilans de transfert de masse et de chaleur dans les composantes du système à fin d'établir l'expression final de la performance pour les calculs d'optimisation définis dans cette étude.

Le modèle développé et donné dans cette étude est un modèle d'équilibre thermodynamique, basé sur l'utilisation des équations d'état (adsorbant/adsorbat) à l'équilibre thermodynamique. Il ne tient compte ni des effets de la cinétique d'adsorption, ni des différences de température ou de pression dues aux transferts de chaleur et de masse (c'est-à-dire que la température, la pression et la masse adsorbée sont supposées uniformes) et que la condensation et l'évaporation s'effectuent à température constante. On néglige ainsi, l'effet des pertes thermiques associées au chauffage de l'adsorbeur

4.5.2. Bilans des composantes de la machine

La modélisation du cycle de fonctionnement des machines frigorifiques à adsorption pendant la phase de chauffage et de refroidissement est donnée par les expressions suivantes.

Adsorbeur (Générateur)

Pendant la phase de désorption-condensation on a :

$$\dot{m}_{air} c_{p,air} E_g (T_{ex} - T_a) = m_{ch} (c_{p,ch} + m_{des} c_{p,a}) \frac{dT_{ch}}{dt} + m_g c_{p,g} \frac{dT_g}{dt} + \frac{d(m_{ch} \cdot m_{des} \cdot q_{st})}{dt} \quad (4.12)$$

Avec :

\dot{m}_{air} Le débit d'air

E_g L'efficacité énergétique de l'adsorbeur (générateur)

$c_{p,air}$ La chaleur spécifique de l'air

T_{ex} La température extérieure

T_a La température d'adsorption

m_{ch} La masse de l'adsorbant

$c_{p,ch}$ La chaleur spécifique de l'adsorbant

m_{des} La masse désorbée

$c_{p,a}$ La chaleur spécifique de l'adsorbat

Pendant la phase d'adsorption-évaporation on a :

$$\dot{m}_{air} c_{p,air} E_g (T_{ex} - T_a) = m_{ch} (c_{p,ch} + m_a c_{p,ad}) \frac{dT_{ch}}{dt} + m_g c_{p,g} \frac{dT_g}{dt} + \frac{d(m_{ch} \cdot m_{ad} \cdot q_{st})}{dt} \quad (4.13)$$

Avec :

m_{ad} Est la masse adsorbée

Dans les équations précédentes, les termes à gauche des égalités représentent les puissances échangées avec l'air dans le générateur d'efficacité E_g . Les deux premiers termes à droite de l'égalité expriment le bilan de chaleur sensible du couple adsorbant/adsorbat, et les derniers termes désignent la puissance calorifique de désorption ou d'adsorption requise pendant le cycle.

Condenseur

$$m_{cd} c_{p,cd} \frac{dT_c}{dt} + \dot{m}_{eau} c_{p,eau} E_g (T_{ee} - T_{se}) = \dot{m}_a [l(T_c) + c_{p,a} (T_g - T_c)] \quad (4.14)$$

Avec :

m_{cd} La masse du condenseur

$c_{p,cd}$ La chaleur spécifique du condenseur

\dot{m}_{eau} Le débit d'eau de condensation

T_{ee} et T_{se} Les températures d'entrée et de sortie d'eau

$l(T_c)$ La chaleur latente de condensation

T_c La température de condensation

Le premier terme à gauche est relatif à la chaleur sensible du condenseur, et le deuxième terme représente la chaleur transférée à l'eau de refroidissement. Le terme à droite de l'égalité exprime la chaleur latente de condensation et du refroidissement de l'adsorbat venant du générateur.

Evaporateur

$$m_{ref}c_{ref}\frac{dT_{ref}}{dt} + \dot{m}_a c_{p,a}(T_c - T_{ev}) = \dot{m}_a l(T_e) + m_{ev}c_{p,ev}\frac{dT_{ev}}{dt} \quad (4.15)$$

Avec :

m_{ref} La masse refroidie

c_{ref} La chaleur spécifique du fluide refroidi

T_{ev} La température d'évaporation

$l(T_e)$ La chaleur latente d'évaporation

m_{ev} La masse de l'évaporateur

$c_{p,ev}$ La chaleur spécifique de l'évaporateur

Le premier terme à gauche de l'égalité représente l'effet frigorifique produit, et le deuxième terme est la chaleur sensible du condensat venant du condenseur. Le premier terme à droite de l'égalité est la chaleur latente de vaporisation, et le deuxième terme est la chaleur sensible de l'évaporateur.

4.5.3. Coefficient de performance

La performance de la machine frigorifique à adsorption donnée dans cette étude est caractérisée par le coefficient de performance COP.

Dans le reste de notre étude, le coefficient de performance et les quantités de chaleur ne prennent pas considération des parties métalliques des différentes composantes de la machine tel que l'adsorbeur, condenseur ...c'est exprimé par des relations thermodynamique et ne prend pas en considération les transferts de masse et de chaleur du système.

Dans ce cas, le coefficient de performance est donné par la relation suivante :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (4.16)$$

Q_f La quantité de froid produite ou la production de froid de l'évaporateur (adsorption)

Q_c La quantité de chaleur utile fournie à l'adsorbent

4.5.3.1. Expression de Q_f

La quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur (adsorption) est donnée par l'expression suivante :

$$Q_f = m_a \Delta m [l(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} c_{p_l}(T) dT] \quad (4.17)$$

Avec :

m_a La masse de l'adsorbant contenant dans l'adsorbent

Δm La masse cyclée de l'adsorbat calculée par la relation suivante :

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} \quad (4.18)$$

D'après le diagramme montré dans la figure 4.6, m_{max} et m_{min} correspondent à :

$$m_{max} = m(T_a, P_e) = m(T_g, P_c) \quad (4.19)$$

$$m_{min} = m(T_{ads}, P_e) = m(T_{max}, P_c) \quad (4.20)$$

Les deux quantités de masse sont calculées à l'aide de la relation de Dubinin-Astakhov (D-A).

$l(T)$ et $c_{p_l}(T)$ représentent, respectivement la chaleur latente d'évaporation et la chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide.

Dans l'équation précédente, le premier terme représente la chaleur adsorbée pour l'évaporation du réfrigérant à la température d'évaporation T_e .

Alors que le second terme de l'équation représente la chaleur sensible nécessaire pour évaporer le condensât, donc la ramener de sa température de condensation à celle d'évaporation.

4.5.3.2. Expression de Q_c

L'adsorbent reçoit une quantité de chaleur de la source chaude (l'énergie solaire dans ce cas) qui sert à chauffer : l'adsorbant, les parties métalliques de l'adsorbent, l'adsorbé, et pour la désorption.

Donc l'expression de Q_c est donné par :

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (4.21)$$

Avec :

Q_1, Q_2 et Q_3 Sont les quantités de chaleur sensibles utilisés pour chauffer respectivement : les parties métalliques de l'adsorbent, l'adsorbé, l'adsorbant

Q_{des} Est la chaleur nécessaire à la désorption qui correspond à la masse de l'adsorbé désorbé.

Expression de la chaleur sensible de l'adsorbant Q_1

C'est la quantité de chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbant et donc de lui porter de la température T_a à T_{max} (la température de génération de vapeur).

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_{max}} c_{p_2}(T) dT = m_a c_{p_2} (T_{max} - T_a) \quad (4.22)$$

Avec :

m_a La masse de l'adsorbant

c_{p_2} La chaleur spécifique de l'adsorbant, donc $m_a c_{p_2}$ est la capacité calorifique de l'adsorbant.

Expression de la Chaleur sensible des parties métalliques de l'adsorbent Q_2

Cette quantité correspond à la chaleur qui porte les parties métalliques de l'adsorbent de la température T_a à T_{max} . elle est donné par la relation suivante :

$$Q_2 = m_g \int_{T_a}^{T_{max}} c_{p_g}(T) dT = m_g c_{p_g} (T_{max} - T_a) \quad (4.23)$$

Avec :

m_g La masse des parties métalliques de l'adsorbent

c_{p_g} La chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbent, donc $m_g c_{p_g}$ est la capacité calorifique des parties métalliques de l'adsorbent.

Expression de la Chaleur sensible de l'adsorbat Q_3

Q_3 Est la quantité de chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbat de la température T_a à T_{max} .

Cette quantité est exprimée par :

$$Q_3 = m_a \int_{T_a}^{T_{max}} m(T) cp_l(T) dT = m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_g} cp_l(T) dT + m_a \int_{T_g}^{T_{max}} m(T) cp_l(T) dT \quad (4.24)$$

$m(T)$ Est la masse adsorbée calculé à une température donnée T et à une pression de condensation P_c .

Expression de la Chaleur de désorption Q_{des}

La phase de désorption se fait sur le diagramme de la fig.4.6 de 2-3, il est caractérisé par la production de vapeur à partir de l'adsorbat liquide après son chauffage de la température T_g à T_{max} .

Cette quantité de chaleur est donnée par :

$$Q_{des} = m_a \int_{m_{max}}^{m_{min}} q_{st} dm \quad (4.25)$$

q_{st} Est la chaleur isostérique d'adsorption, définie par l'équation 3.16.

La différentiation de m la masse adsorbée donne l'expression suivant :

$$dm = nDmT^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1} \left[d \ln P - \frac{q_{st}}{RT^2} dT \right] \quad (4.26)$$

n et D Sont les paramètres de l'équation Dubinin-Astakhov.

L'expression de Q_{des} devient :

$$Q_{des} = m_a n D \int_{T_g}^{T_{max}} m(T) T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2}{RT^2} dT \quad (4.27)$$

L'expression final de Q_c devient comme suit :

$$Q_c = (m_a cp_2 + m_g cp_g)(T_{max} - T_a) + m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_g} cp_l(T) dT + m_a \int_{T_g}^{T_{max}} m(T) cp_l(T) dT + m_a n D \int_{T_g}^{T_{max}} m(T) T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2}{RT^2} dT \quad (4.28)$$

4.6. Intensité solaire et température ambiante

L'évolution de l'irradiation solaire transitoire est donnée par l'équation suivante [113] :

$$I(t) = I_{c.max} \sin\left(\frac{\pi(t-t_{sunrise})}{(t_{sunrise}-t_{sunset})}\right) \quad (4.29)$$

Avec :

$I_{c.max}$: L'irradiation solaire totale maximale composée de l'irradiation direct, diffus et réfléchi par le sol (l'irradiation réfléchi est supposé être négligeable devant les deux autres composantes). ceci est exprimé par l'équation suivante [114] :

$$I_c = I_b \cos \theta + I_d + I_r \quad (4.30)$$

θ : L'angle d'incidence du rayonnement solaire directe.

L'irradiation totale reçue par une surface quelconque du capteur solaire est donnée par :

$$G(t) = A\alpha\gamma\eta \int_{sunrise}^{sunset} I(t)dt \quad (4.31)$$

Avec :

A : La surface du capteur solaire, α est l'absorptivité du collecteur, γ est la réflectivité, η est l'efficacité du capteur solaire.

L'équation (4.32) est utilisée pour l'estimation de la température ambiante [113].

$$T_{amb}(t) = \frac{T_{amb.max} + T_{amb.min}}{2} + \frac{T_{amb.max} - T_{amb.min}}{2} \sin\left(\frac{\pi(t-t_{sunrise})}{(t_{sunrise}-t_{sunset})}\right) \quad (4.32)$$

Avec :

$T_{amb.max}$ et $T_{amb.min}$ sont les températures ambiantes maximale et minimale.

4.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons donné un aperçu sur les machines frigorifiques à adsorption à cycle de base (cycle idéale). cela compris les principaux composantes, les différents phases et transformations par cycle ainsi que le principe de fonctionnement de cette machine.

Pour établir une étude d'optimisation et de calcul de performance qui est définit comme tâche à accomplir, une partie de ce chapitre a été consacrée à la modélisation mathématique des différentes composantes d'une machine frigorifique solaire à adsorption : l'adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur, par une analyse des bilans énergétique basé sur le transfert de

chaleur et de masse. Suite à cette tâche, une analyse du cycle de fonctionnement par un modèle physique basé sur l'équilibre thermodynamique et qui est utilisé plus tard comme code de calcul de performance de ce système a été présenté. Ce modèle ne prend pas en considération les effets de la cinétique d'adsorption due aux transferts de chaleur et de masse, ainsi que l'effet des pertes thermiques associées au chauffage et refroidissement pendant le fonctionnement du cycle.

Chapitre 5
Résultats et interprétation

Chapitre 5

Résultats et interprétations

5.1. Introduction

La recherche dans le domaine de froid solaire à adsorption est encore en développement et ces activités augmentent pour le permettre d'être en concurrence avec le système de compression de vapeur bien connu et le plus utilisé. Les chercheurs ont s'est dirigeait leurs intérêts vers la résolution des problèmes techniques, économiques et environnementales et d'atteindre de bonne performance avec un des prix compétitifs du marché.

Dans ce contexte, et Visant à améliorer la performance du système de réfrigération solaire à adsorption, une étude comparative et paramétrique a été effectuée sur l'évolution de la performance du système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base en fonction des paramètres de fonctionnement, type de couple et paramètres climatiques.

Les influences des différents paramètres sont testées successivement sur la machine en faisant variant un paramètre, tous les autres paramètres étant maintenus constants.

Les paramètres de performance considérés dans cette étude sont le coefficient de performance COP et cela pour un système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base.

- L'influence du type de couple adsorbant/adsorbat sur le coefficient de performance du système est constaté à l'aide des couples AC/méthanol et AC/R134a.
- L'influence de la surface du capteur solaire introduit dans le lit d'adsorption (adsorbeur) est examinée avec 10 valeurs de surface variant de 1m^2 jusqu'à 10m^2 .
- L'influence de taux de concentration de l'adsorbat $X_{max} - X_{min}$ est étudié pour des valeurs variant d'une concentration de l'adsorbat de 0.4 kg.kg^{-1} jusqu'à 2 kg.kg^{-1} .
- L'influence de la température de condensation est aussi examinée pour différentes valeurs correspondant à des valeurs de T_{cd} (température de condensation)

$$T_{cd} = 22\text{ °C}$$

$$T_{cd} = 25\text{ °C}$$

$$T_{cd} = 27\text{ °C}$$

$$T_{cd} = 30\text{ °C}$$

$$T_{cd} = 32\text{ °C}$$

$$T_{cd} = 35\text{ °C}$$

- L'influence de la température d'évaporation est représentée pour différentes valeurs correspondant à T_{ev} (température d'évaporation)

$$T_{ev} = -10 \text{ °C}$$

$$T_{ev} = -5 \text{ °C}$$

$$T_{ev} = 0 \text{ °C}$$

$$T_{ev} = 5 \text{ °C}$$

$$T_{ev} = 10 \text{ °C}$$

$$T_{ev} = 15 \text{ °C}$$

Le but est de trouver les meilleures configurations de fonctionnement du cycle thermodynamique des systèmes d'adsorption solaire indiqué par la performance considérée dans le site choisie en basant sur les données climatiques en Algérie.

Ce chapitre est consacré aux résultats finals de la simulation basé sur un modèle thermodynamique et les données climatiques dans la région de Tlemcen - Algérie.

5.2. Étude paramétrique

Cette section est réservée pour une étude paramétrique du système de réfrigération solaire à adsorption dans sa forme la plus simple. La performance considérée est le coefficient de performance COP.

Le choix des couples adsorbant/adsorbat est apparu essentiel et déterminant sur la performance du système de réfrigération à adsorption solaire. Cette étude propose du charbon actif comme adsorbant. En raison de sa capacité d'adsorption élevée à température ambiante et à basse pression. Le maintien d'une faible capacité d'adsorption à haute température et pression fait de l'AC l'adsorbant sélectif. Le méthanol et le R134a ont été choisis comme adsorbats dans cette étude. Le couple AC/méthanol s'est prouvé être le meilleur couple et cela du qu'elle a un coefficient de performance élevé, moins cher par rapport aux autres couples et chimiquement stable. Le R134a s'est avéré être le meilleur réfrigérant dans les cycles de compression de vapeur vu sa performance. On propose une étude paramétrique entre les deux couples de travail basant sur un modèle thermodynamique.

Les paramètres examinés sont : la surface du capteur solaire, de taux de concentration de l'adsorbat, la température de condensation et la température d'évaporation.

5.2.1. Données climatiques

Dans cette partie, on va donner une idée sur la disponibilité énergétique ainsi que l'évolution horaire pendant une journée donnée des principales caractéristiques climatiques du site choisi. Ces données climatiques et énergétiques sont calculées à l'aide d'un code de calcul numérique et en utilisant le logiciel métrologique Meteonorm.

La distribution de l'intensité solaire et de la température ambiante pendant un jour du mois d'avril est donnée dans la figure suivante.

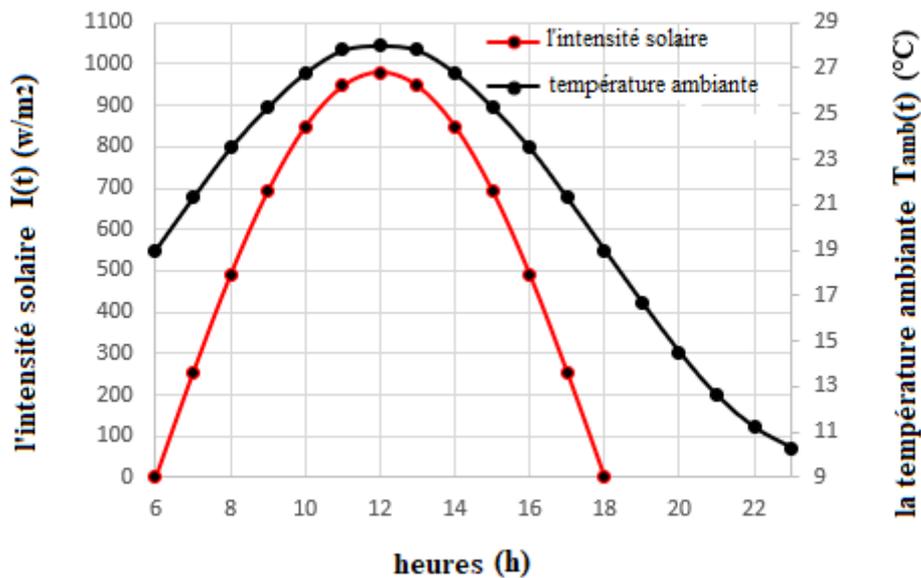


Fig.5.1. Variation horaire de l'intensité solaire et de la température ambiante pendant une journée

5.2.2. Entrés du modèle

Les estimations de la pression de vapeur saturante, de la chaleur spécifique et de la chaleur latente des couples de travail sélectionnées sont données par Weast [114], Bejan et Kraus [115].

Le tableau 1.5 représente les données de calcul considérées et utilisées pour le programme développé dans cette étude.

Tab.5.1. Valeurs des paramètres et les conditions de fonctionnement utilisées dans le modèle.

Symbole	Paramètre	Valeur
A	Surface du collecteur	1 m ²
α	Absorptivité du collecteur	0.95
η	Efficacité du collecteur	0.935
γ	Réfectivité du collecteur	0.7
$I_{c.max}$	Intensité solaire maximale	980 w/m ²
$T_{amb.max}$	Température ambiante maximale	28 °C
$T_{amb.min}$	Température ambiante minimale	10 °C
$t_{sunrise}$	Heure du lever du soleil	6h
t_{sunset}	Heure du coucher du soleil	18h
T_e	Température d'évaporation	5 °C
T_c	Température de condensation	25 °C
M_a	Masse d'Adsorbat	29 kg

5.2.3. Résultats

a. Influence de la surface de collecteur solaire

La figure 5.2 représente l'effet de la surface du capteur solaire sur la performance pour les deux couples de travail AC/méthanol et AC/R134a. Nous pouvons remarquer que le COP diminue avec l'augmentation de la surface du capteur solaire pour les deux types de couples. Cela est dû en fait au fait que l'augmentation de la surface des capteurs solaires augmentera l'irradiation solaire totale quotidienne $G(t)$ alors que la production de froid pendant la journée était la même. Par conséquent, la variation de la production de froid est trop inférieure à la variation de l'irradiation solaire due à l'augmentation de la surface du capteur solaire. Ce qui provoque la diminution du COP.

On peut également remarquer que les COP atteints par le couple AC/méthanol sont supérieurs à ceux atteints par le couple de travail AC/R134a.

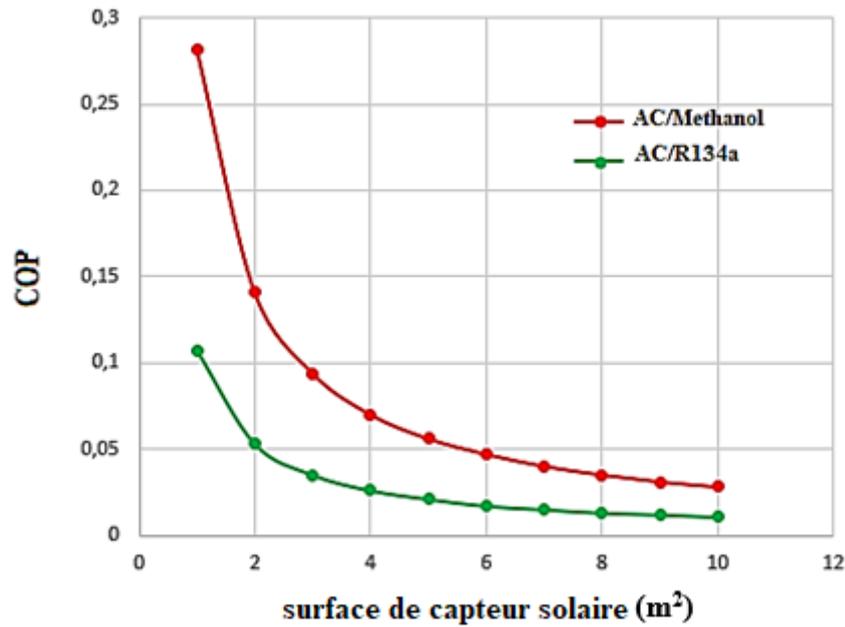


Fig.5.2. Effet de la surface du capteur solaire et du type de couples de travail sur la performance du système.

b. Influence de taux de concentration de l'adsorbat

La variation du COP avec le rapport de concentration de la phase adsorbée pour les couples de travail sélectionnés est illustrée dans la fig.5.3. On peut remarquer que le COP augmente avec l'augmentation du rapport de concentration avec une certaine déférence dans le taux d'augmentation pour les deux couples de travail. Cette augmentation du COP est justifiée par le fait que l'augmentation du taux de concentration va augmenter la production de froid et cela est dû en fait que l'augmentation du taux d'absorption de l'adsorbant va augmenter le taux de la masse adsorbée de l'adsorbat à fixer sur le microporeux de l'adsorbant, ce qui signifie plus de masse adsorbée et plus de production de refroidissement. Donc, le COP dépend principalement du rapport de concentration.

On a remarqué aussi que les COP atteint par le couple de travail AC/méthanol était supérieur à ceux obtenus par le couple AC/ R134a, ceci est dû au fait que le taux d'absorption de l'AC au méthanol est supérieur à l'absorption du réfrigérant R134a.

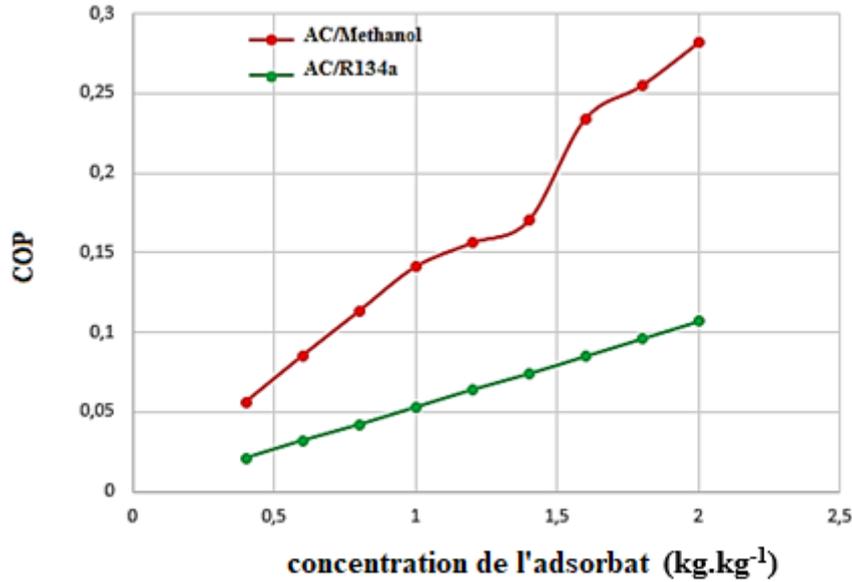


Fig.5.3. Effet de la concentration de l'adsorbat sur le COP des couples de travail : AC/méthanol et AC/R134a.

c. Influence de la température de condensation

L'effet de la température de condensation sur le COP du système est donné dans la figure suivante pour une température d'évaporation fixe de 5 °C. La figure montre que l'augmentation des températures de condensation entraîne une légère diminution COP. Cela est dû en fait au fait que l'augmentation de la température de condensation provoque une augmentation de la chaleur sensible de condensation mais de manière légère. Ainsi, l'augmentation de la chaleur sensible de condensation entraîne une diminution de la différence entre la chaleur latente de l'évaporation et la chaleur sensible de condensation qui entraîne une diminution de la production de froid puis du COP.

Pour une bonne performance du système et une bonne production de froid, la température de condensation doit être maintenue inférieure dans la plage des vingt, et afin de la maintenir plus basse, surtout en été, il est préférable d'adopter un système de refroidissement du condenseur à eau au lieu de la convection naturelle à air.

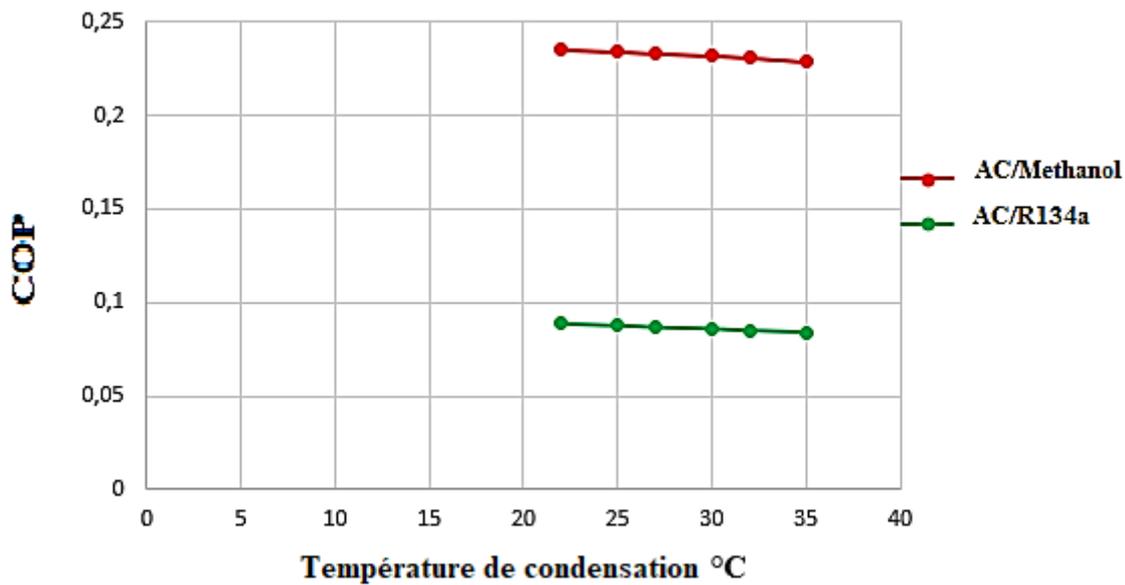


Fig.5.4. Effet des températures de condensation et du type de couple de travail sur les performances du système.

d. Influence de la température d'évaporation

L'effet de la température d'évaporation sur le COP du système est présenté dans la figure suivante. Comme on peut le voir sur la figure, la performance du système donnée par le COP augmente à mesure que la température d'évaporation augmente. Pour une température de condensation de 25 °C. C'est parce que l'augmentation de la température d'évaporation conduit à l'augmentation de la chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat $l(T_e)$. la chaleur sensible d'évaporation reste bien inférieure à la chaleur latente, d'où son effet négligé sur les performances. la température d'évaporation affecte positivement le COP du système. En général, la température d'évaporation dépend du type de refroidissement, c'est-à-dire que pour la fabrication de glace il vaut mieux la limiter entre -5 °C et -10 °C et pour la climatisation et les chambres froides la température d'évaporation peut être fixée entre 5°C et 10°C respectivement.

On peut également voir que le COP pour le couple de travail AC/méthanol est supérieur à celle de l'AC/R134a qui conclut que le réfrigérant méthanol est plus adapté que le réfrigérant R134a pour les systèmes de refroidissement par adsorption.

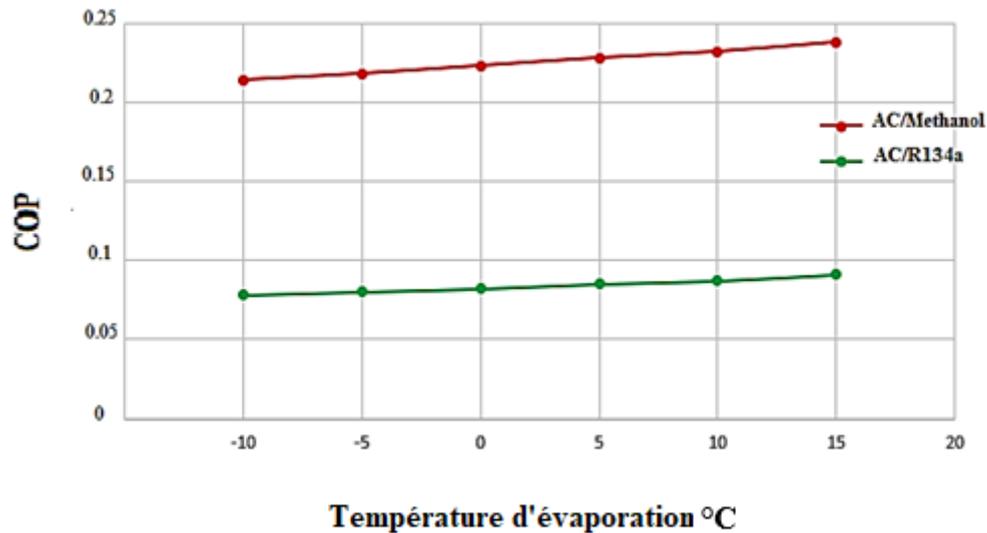


Fig.5.5. Effet des températures d'évaporation et type de couple de travail sur le COP.

5.3. Étude comparative

Dans cette partie, Une étude comparative a été réalisée pour la simulation des performances du système de réfrigération solaire à adsorption dans le même site. La performance considérée dans cette étude était le coefficient de performance COP du système et le système considéré est une machine de réfrigération par adsorption solaire dans sa configuration de base.

Nous avons analysé l'influence du type de couple de travail en parallèle avec la surface du capteur solaire, le taux de concentration d'adsorption, les températures de fonctionnement, y compris les températures d'évaporation et de condensation. Les couples de travail testés étaient le réfrigérant AC/méthanol et le réfrigérant AC/R134a.

5.3.1. Données métrologiques

A l'aide d'un programme de calcul numérique donnant l'estimation l'irradiation solaire totale et en utilisant le logiciel métrologique meteonorm, La température ambiante et l'intensité solaire ont été modélisées et simulées pendant une journée des mois d'avril, juillet, octobre et décembre dans la région de Tlemcen ((35.0 °N / -1.5 °E,247m), Algérie.

Les profils de températures et de l'intensité solaire ont été obtenus pendant une journée pour les quatre mois examinés : décembre, avril, juillet et octobre afin d'analyser l'effet des conditions climatiques et principalement de l'ensoleillement journalier sur les performances du système.

Le modèle de calcul des données métrologiques a été introduire dans le chapitre précédent.

Les profils de l'évolution horaire de la température ambiante et de l'irradiation solaire au cours d'une journée de décembre, avril, juillet et octobre pour le site de Tlemcen en Algérie sont donnés dans les figures (a) et (b) suivantes.

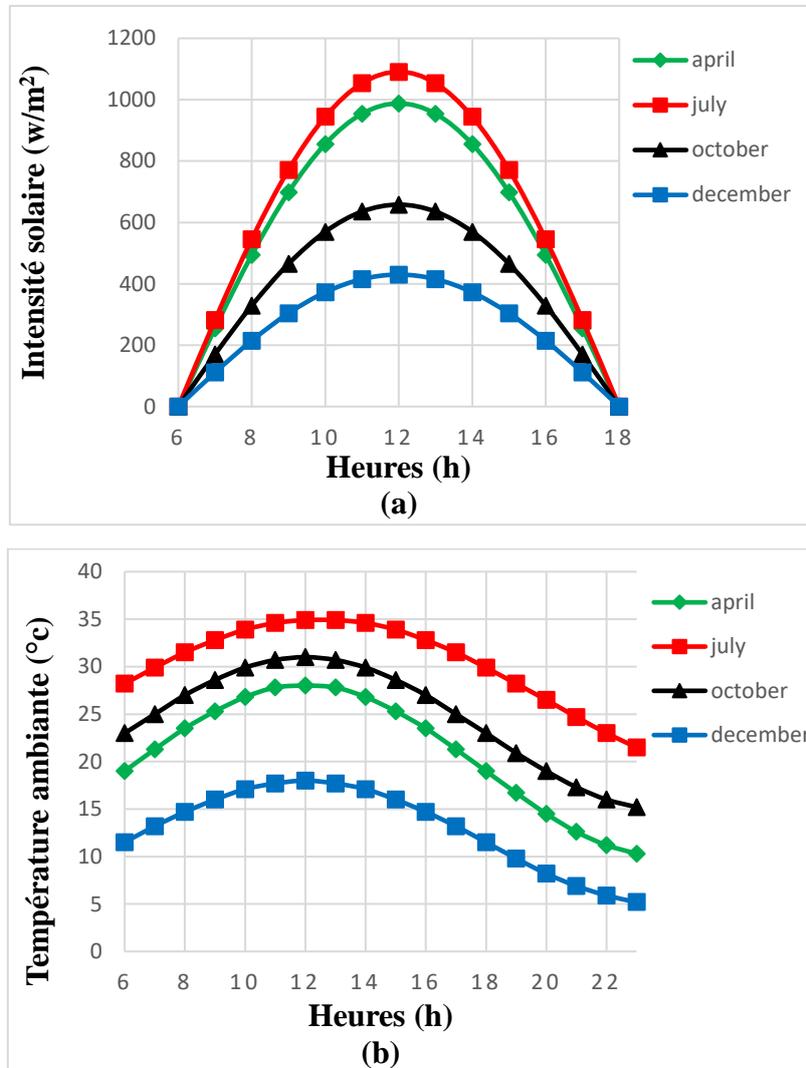


Fig.5.6. Évolution horaire du rayonnement solaire et de la température ambiante.

5.3.2. Entrés du modèle

Les estimations de la pression de vapeur saturante, de la chaleur spécifique et de la chaleur latente des couples de travail sélectionnées sont données par Weast [1], Bejan et Kraus [2].

Le tableau 2.5 représente les données de calcul considérées et utilisées pour le programme développé dans cette étude.

Tab.5.2. Valeurs des paramètres et les conditions de fonctionnement utilisées dans le modèle.

Symbole	Paramètre	Valeur
A	Surface du collecteur	1 m ²
α	Absorptivité du collecteur	0.95
η	Efficacité du collecteur	0.935
γ	Réflectivité du collecteur	0.7
$I_{c,max,avril}$	Intensité solaire maximale avril	980 w/m ²
$I_{c,max,juillet}$	Intensité solaire maximale juillet	1091
$I_{c,max,octobre}$	Intensité solaire maximale octobre	658
$I_{c,max,decembre}$	Intensité solaire maximale décembre	430
$T_{amb,max,avril}$	Température ambiante maximale avril	28 °C
$T_{amb,max,juillet}$	Température ambiante maximale juillet	34.9
$T_{amb,max,octobre}$	Température ambiante maximale octobre	31
$T_{amb,max,decembr}$	Température ambiante maximale décembre	18
$T_{amb,min,avril}$	Température ambiante minimale avril	10 °C
$T_{amb,min,juillet}$	Température ambiante minimale juillet	21.5
$T_{amb,min,octobre}$	Température ambiante minimale octobre	15.2
$T_{amb,min,decembr}$	Température ambiante minimale décembre	5.2
$t_{sunrise}$	Heure du lever du soleil	6h
t_{sunset}	Heure du coucher du soleil	18h
T_e	Température d'évaporation	5 °C
T_c	Température de condensation	25 °C
M_a	Masse d'Adsorbat	29 kg

5.3.3. Résultats

a. Influence de la surface de collecteur solaire

La figure suivante représente l'évolution de la performance du système avec la surface du capteur solaire pour les couples de travail AC/méthanol et AC/R134a au cours des quatre mois. Comme le montre la figure, la performance du système considérée est le coefficient de performance COP qui diminue avec l'augmentation de la surface du capteur solaire pour les deux types de couples de travail utilisés dans cette étude. On peut remarquer que les résultats obtenus diffèrent d'un couple de travail à l'autre et d'un mois à l'autre. Pour le premier couple de travail AC/méthanol les COP peuvent atteindre des valeurs plus élevées de l'ordre de 0,65 au mois de décembre puis le deuxième couple de travail AC/R134a qui peut être de l'ordre de 0,25.

Les conditions climatiques semblent affecter le COP et on le voit clairement sur les chiffres pour le même couple de travail, le mois de décembre peut atteindre les valeurs supérieures du COP puis les autres mois d'avril, octobre et juillet.

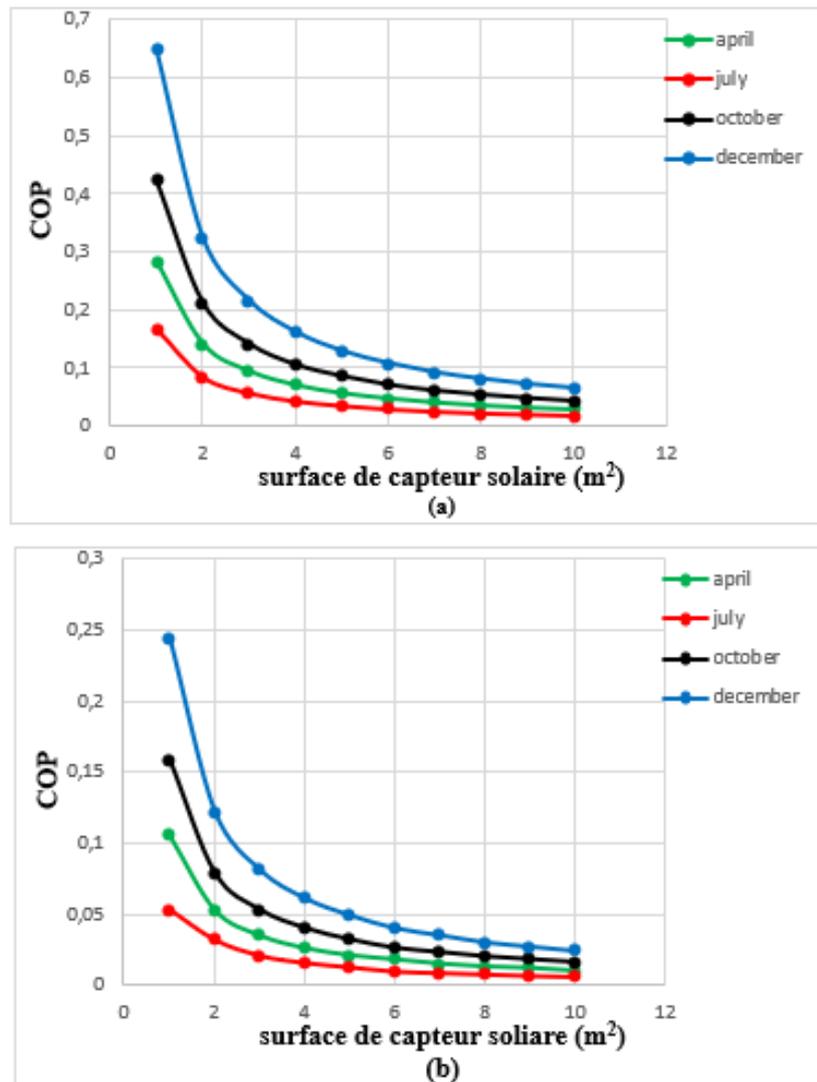


Fig.5.7. Effet de la surface du capteur solaire et du type de couples de travail sur les performances du système. (a) AC / méthanol, (b) AC / R134a.

b. Influence de taux de concentration de l'adsorbat

L'effet du taux de concentration de la phase adsorbée sur le COP est illustré sur la figure 5.8. Sur cette figure, nous pouvons remarquer que le COP augmente avec l'augmentation du taux de concentration pour les couples de travail. Cela est dû en fait que l'augmentation du taux d'absorption de l'adsorbant va augmenter le taux de la masse adsorbée de l'adsorbat à se fixer sur le microporeux de l'adsorbant, ce qui signifie plus de masse adsorbée et plus de production de froid. Il est remarqué aussi que les COP atteints par le couple AC/méthanol sont supérieurs à ceux atteints par le couple de travail AC/R134a. Ceci est dû au fait que le taux d'absorption de l'AC au méthanol est supérieur à l'absorption du réfrigérant R134a. Ainsi, le choix du type de couple de travail peut affecter les performances du système et même le type d'adsorbat qui montre dans cette étude que le méthanol est plus rentable que le réfrigérant R134a.

Les performances du système sont également affectées par les données climatiques qui peuvent être vues sur la figure. Le COP est plus élevé au mois de décembre et diminue en avril, octobre et a les valeurs les plus basses au mois de juillet.

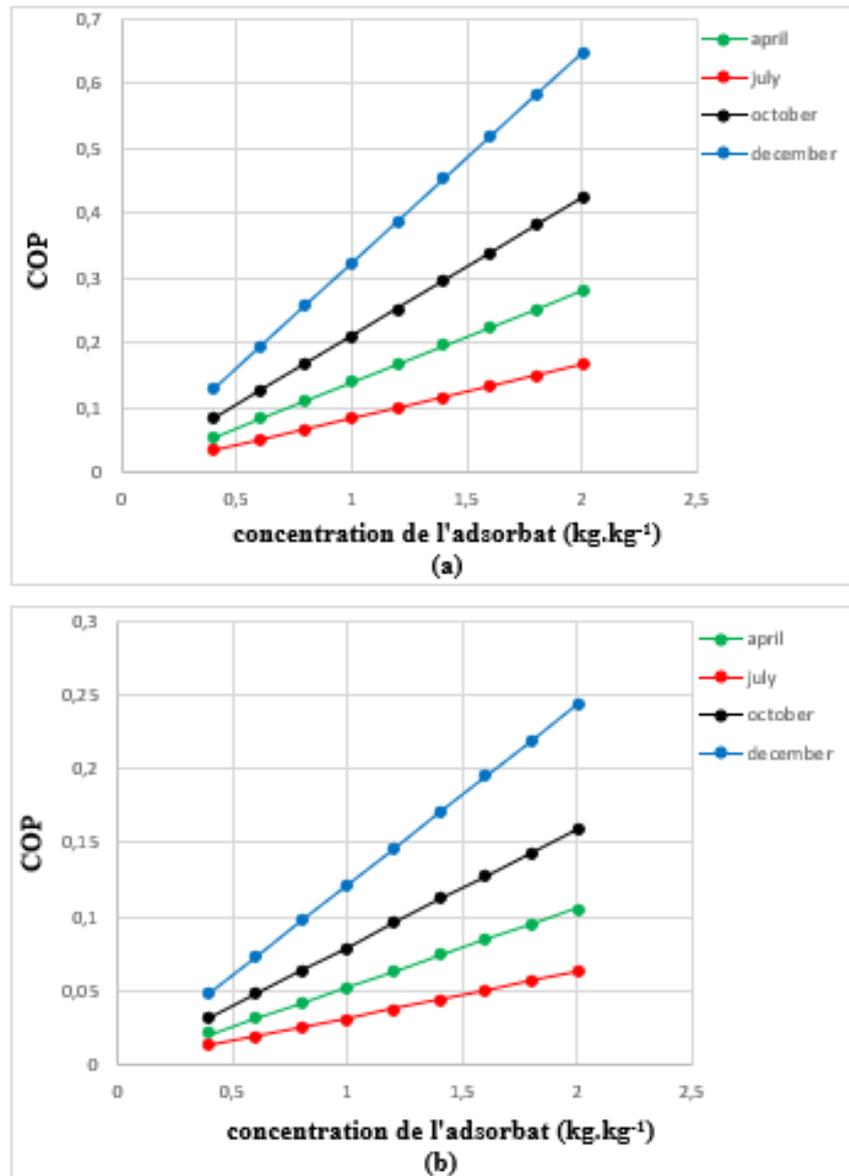


Fig.5.8. Effet du taux de concentration et du type de couple de travail sur le COP.

(a) AC / methanol, (b) AC / R134a.

c. Influence de la température de condensation

La variation du COP du système avec les températures de condensation est représentée sur la figure 5.9. Les résultats montrent que le COP diminue avec l'augmentation des températures de condensation. Il a également été remarqué que dans le cas du couple AC/méthanol, les COP atteints étaient plus élevés, de l'ordre de 0,53, que ceux du couple AC/R134a qui peuvent atteindre 0,20. Les performances du système ont apparemment été affectées par les conditions

climatiques de la région. En juillet, le COP s'est révélé inférieur au COP calculé en décembre. Pour le même couple de travail, le COP calculé en décembre était de l'ordre de 0,53 alors qu'il était de l'ordre de 0,14 en juillet pour l'AC/méthanol. Pour le couple de travail AC/R134a, le COP était de 0,20 en décembre et de 0,05 en juillet.

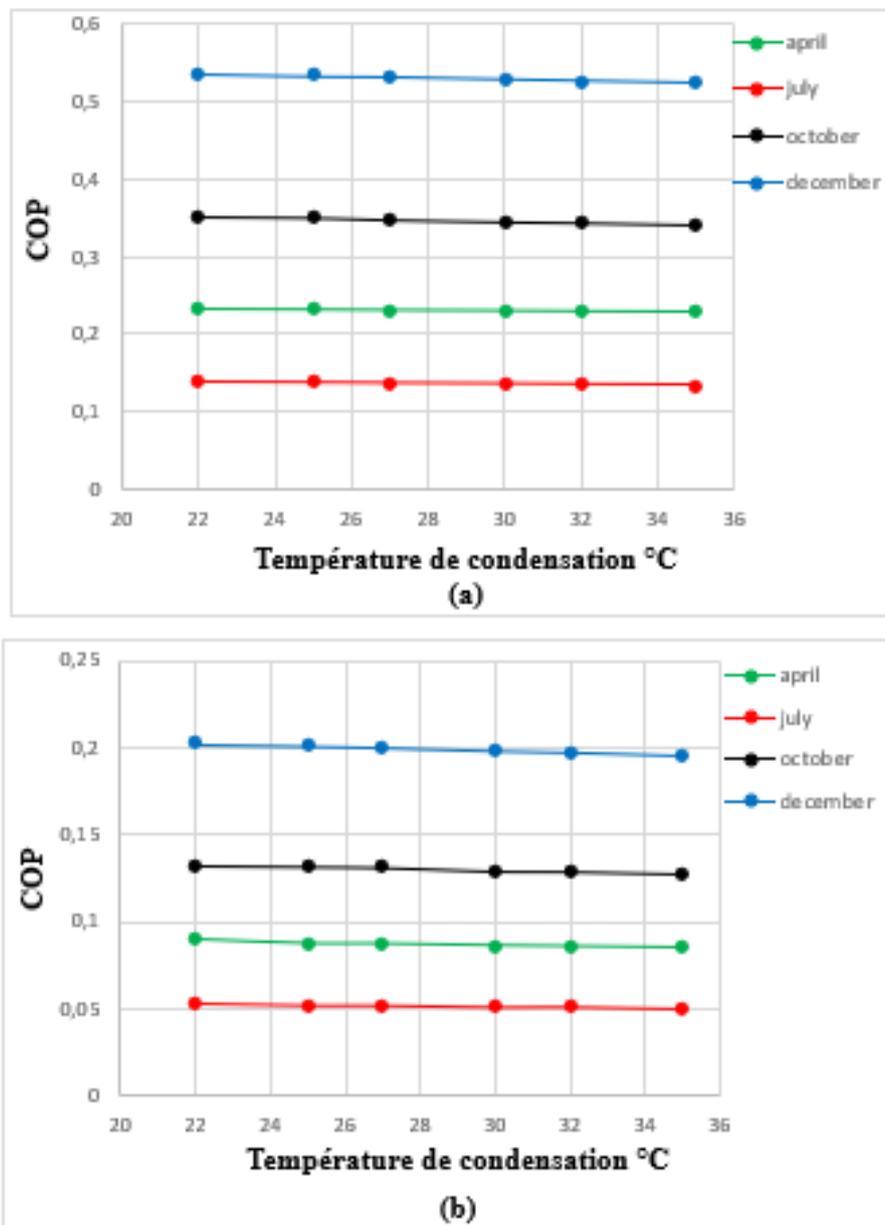


Fig.5.9. Effet des températures de condensation et des couples de travail sur le COP.

(a) AC / methanol, (b) AC / R134a.

d. Influence de la température d'évaporation

L'évolution des performances du système avec les températures d'évaporation est présentée dans la figure 5.10. Les résultats montrent que le COP augmente avec l'augmentation des

températures d'évaporation pour les deux types de couples de travail AC/méthanol et AC/R134a. En effet, l'augmentation de la température d'évaporation entraîne l'augmentation de la chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat $l(T_e)$. La chaleur sensible d'évaporation reste bien inférieure à la chaleur latente, c'est pourquoi elle a un effet négligé sur les performances. Ainsi, la température d'évaporation affecte positivement la production de froid puis le COP du système.

Il a également été remarqué que le COP atteint par l'AC/méthanol est supérieur aux valeurs de COP de l'AC/R134a. Les résultats montrent également que les performances du système augmentent en hiver et diminuent en été. Pour la première paire de travail, la valeur la plus élevée du COP était de 0,54 en décembre et de 0,14 en juillet comme valeur inférieure. Alors que pour le second cas le COP calculé était de 0,20 en décembre et de 0,05 en juillet.

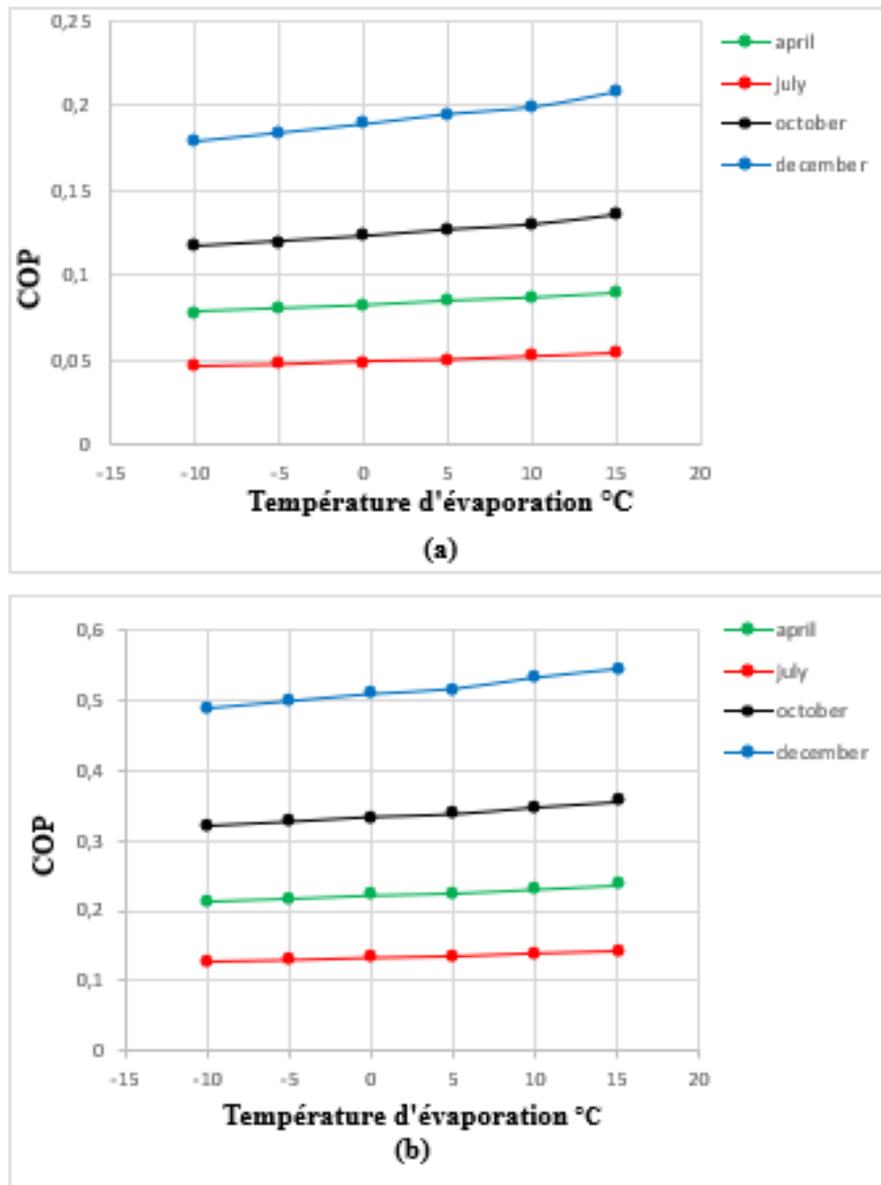


Fig.5.10 Effet des températures d'évaporation et des couples de travail sur le COP.

(a) AC / methanol, (b) AC / R134a.

5.4. Conclusion

Pour conclure, une étude paramétrique et comparative a été effectuée pour analyser les performances du système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base en fonction des paramètres de fonctionnement, type de couple et paramètres climatiques et qui ont été représentés dans ce chapitre.

Les données météorologiques donnant les profils de température et de l'intensité solaire pour le site de Tlemcen en Algérie, ont été obtenus à l'aide d'un code de calcul et en utilisant le logiciel

métrologique meteonorm. La performance considérée dans cette étude est le coefficient de performance COP qui a été examiné pour le site de Tlemcen, Algérie.

On a décrit l'évolution de la performance du cycle de base en fonction de certains paramètres qui sont :

- Couple de travail adsorbant / adsorbat
- Surface de capteur solaire
- Taux de concentration de l'adsorbat
- Température de condensation
- Température d'évaporation
- Conditions climatiques du site examiné

Il ressort de cette étude de sensibilité :

- Il y a eu préférence dans le comportement de chacun des couples de travail AC/méthanol et AC/R134a avec une supériorité du méthanol par rapport au réfrigérant R134a
- La surface de capteur solaire a une influence notable sur la performance de système de réfrigération à adsorption solaire.
- Une augmentation de la concentration de l'adsorbat affecte positivement la performance du système.
- Il semble par contre que la performance du système est légèrement affectée et peu varie en fonction des paramètres de fonction testés : la température de condensation et la température d'évaporation.
- Des évolutions importantes de la performance du système en fonction des conditions climatiques qui a été trouvé également sensible au cours des quatre mois pour le même site examiné.

Finalement, reste à noter que la meilleure façon de confronter l'ensemble de constatations proposées par ces modèles est les mesures expérimentales.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les systèmes de réfrigérations à adsorption solaire sont considérés comme deuxième principale technologie du froid solaire après les machines à absorption. Cette technologie peut être utilisée dans la production du froid pour plusieurs objectifs tels que la production de la glace, refroidissement de l'eau et la climatisation, tout dépend de la plage de température du cycle de fonctionnement. Comme elle était trouvée appropriée pour les applications de chambres froides telles que la conservation des aliments et des médicaments notamment des régions éloignées et saharienne ou qui dispose du gisement solaire important.

Les machines de réfrigération à adsorption solaire possèdent de nombreux avantages tels que le fonctionnement à des plages de températures large et non précise qu'elle soit haute ou très basse températures, la possibilité de fonctionnement à des sources de chaleur perdue soit les centrales de cogénération, écologiques et non corrosif. Mais d'un autre part, ce type de machines souffre encore de plusieurs facteurs considérés comme inconvénients. Les deux principaux inconvénients sont : le facteur économique avec le coût élevé des adsorbants et qu'ils leur rendent non compétitifs avec les systèmes de réfrigération à compression de vapeur, et le facteur technique dû au fait qu'il a un faible coefficient de performance. D'où, le présent travail a pour objectif d'améliorer la performance du système de réfrigération solaire à adsorption, et de trouver les meilleures configurations de fonctionnement du cycle thermodynamique de ce type de systèmes.

L'étude d'un tel système afin d'apporter les améliorations nécessaires au niveau de la performance peut être réalisée à l'aide d'un banc expérimental où les différentes composantes sont disposées et les mesures nécessaires sont prises. Hors que cette méthode est trop coûteuse et prend un temps considérable.

Le développement de la technologie et les recherches avancées ont pu réduire les efforts sur le facteur du temps et du coût d'étude par une méthode théorique. Cette méthode consiste sur la modélisation mathématique de différentes composantes et les résultats sont obtenus numériquement.

La modélisation de l'adsorption comme phénomène est conduite avec deux types de modèles :

- les modèles cinétiques
- les modèles phénoménologiques

Les modèles cinétiques sont représentés par les isothermes les plus classiques donnés par LANGMUIR et de B.E.T, alors que les isothermes phénoménologiques les plus connus sont représentés par celles de DUBININ-RADUSHKEVICH (D.R) et DUBININ-ASTAKHOV (D.A).

Nous avons donné une comparaison entre deux couples de travail qui sont : AC/ méthanol et la zéolite/ eau sur la base du cycle idéale des machines de réfrigération à adsorption. D'après les nombreux travaux de recherches, ces couples ont été trouvés être les meilleurs parmi les réfrigérants naturels et cela du qu'elles ont un meilleur coefficient de performance.

Dans un second objectif, une étude comparative et paramétrique a été effectuée et sur la base des résultats présentés dans la littérature, nous avons choisi le modèle de DUBININ-ASTAKHOV (D.A) qui est un modèle thermodynamique pour décrire les phénomènes de l'adsorption dans les différentes composantes de la machine pour évaluer la performance du système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base en fonction des paramètres de fonctionnement, type de couple et paramètres climatiques. Cette étude propose du charbon actif comme adsorbant. En raison de sa capacité d'adsorption élevée à température ambiante et à basse pression. Le maintien d'une faible capacité d'adsorption à haute température et pression fait de l'AC l'adsorbant sélectif. Le méthanol et le R134a ont été choisis comme adsorbats dans cette étude. Le couple AC/méthanol s'est prouvé être le meilleur couple et cela du qu'elle a un coefficient de performance élevé, moins cher par rapport aux autres couples et chimiquement stable. Le R134a s'est avéré être le meilleur réfrigérant dans les cycles de compression de vapeur vu sa performance.

Les influences des différents paramètres sont testées successivement sur la machine en faisant varier un paramètre, tous les autres paramètres étant maintenus constants.

- L'influence du type de couple adsorbant/adsorbat sur le coefficient de performance du système et la puissance du froid produite est constaté à l'aide des couples AC/méthanol et AC/R134a.
- L'influence de la surface du capteur solaire introduit dans le lit d'adsorption (adsorbeur) est examinée avec 10 valeurs de surface variant de 1m^2 jusqu'à 10m^2 .
- L'influence de taux de concentration de l'adsorbat $X_{max} - X_{min}$ est étudié pour des valeurs variant d'une concentration de l'adsorbat de 0.4 kg.kg^{-1} jusqu'à 2 kg.kg^{-1} .
- L'influence de la température de condensation est aussi examinée pour différentes valeurs correspondant à des valeurs de T_{cd} (température de condensation)

- L'influence de la température d'évaporation est représentée pour différentes valeurs correspondant à T_{ev} (température d'évaporation).

Parmi les résultats obtenus, on peut citer les suivantes :

- Il y a eu préférence dans le comportement de chacun des couples de travail AC/méthanol et AC/R134a avec une supériorité du méthanol par rapport au réfrigérant R134a
- La surface de capteur solaire a une influence notable sur la performance de système de réfrigération à adsorption solaire.
- une augmentation de la concentration de l'adsorbat affecte positivement la performance du système.
- Il semble par contre que la performance du système est légèrement affecté et peu varie en fonction des paramètres de fonction testés : la température de condensation et la température d'évaporation.
- Des évolutions importantes de la performance du système en fonction des conditions climatiques qui a été trouvé également sensible au cours des quatre mois pour le même site examiné.

Bien que les machines à adsorption solaire sont simples du point de vue technologique et présentent plusieurs avantages notamment sur le facteur écologique et qui sont cités auparavant, elles présentent aussi quelques défaillances. Ces facteurs sont économiques et techniques. Le facteur économique est lié au fait qu'ils sont coûteux et non compétitifs avec les machines à compression de vapeur. Le facteur technique à leurs performances, en prenant compte du fait de l'intermittence du cycle de base d'une part et de la chaleur sensible dépensée pendant le chauffage, d'autre part.

Des recherches avancées dans ce domaine pour résoudre les problèmes techniques avec des solutions qui ont été supposés tels que le système de stockage thermique qui peut être rajouté à la machine pour le problème de l'intermittence. Des modélisations pour des systèmes à deux adsorbeurs ont été évoquées ainsi que les nouvelles technologies d'adsorption comme les cycles à cascades sont au cours d'étude.

L'ensemble des résultats établis par le modèle thermodynamique constituent la base des travaux sur lesquels il est possible de poursuivre les recherches :

- Un modèle transitoire décrivant un système à deux adsorbeurs
- La modélisation des condenseurs et les évaporateurs

- La chaleur perdue des centrales de cogénération comme source de chauffage des ressources intermittentes comme l'énergie solaire.

A partir des modélisations de la machine, des bancs d'essais expérimentaux peuvent être réalisés.

Toutes les solutions et propositions présentés dans cette étude peuvent être prisent comme perspectives pour apporter les améliorations à cette technologie d'avenir.

References

References

- [1] Wimolsiri P. “Solar cooling and sustainable refrigeration”, [/http://www.egi.kth.se/proj/courses/4A1623/files/ARHPTSustainRefrig2005WP.pdf](http://www.egi.kth.se/proj/courses/4A1623/files/ARHPTSustainRefrig2005WP.pdf).
- [2] Santamouris M, Argiriou A. “Renewable energies and energy conservation technologies for buildings in southern Europe”. *Int J Sol Energy* 1994 ; 15:69–79.
- [3] E. Bellos, C. Tzivanidis, “Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates”. *Applied Thermal Engineering* (2017), doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.005>.
- [4] E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, “A detailed working fluid 587 investigation for solar parabolic trough collectors”, *Applied Thermal Engineering* 588 2017;114:374-386.
- [5] Sarbu I, Sebarchievici C. “Review of solar refrigeration and cooling systems”. *Energy Build* 2013:1–24.
- [6] Choudhury B, Chatterjee PK, Sarkar JP. “Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route”. *Renew Sustain Energy Rev* 2010; 14 (8):2189–95, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.03.025>.
- [7] Sur A, Das RK. “Review on solar adsorption refrigeration cycle”. *Int J Mech Eng Technol* 2010;1(1):190–226
- [8] Stoyanov, L. “Structures de systèmes hybrides à sources d’énergie renouvelables”. *Revue de génie industriel* 2010, 5, 1-19.
- [9] <http://www.CDER.dz>.
- [10] EL OUEDERNI, A, R. “Evaluation du gisement solaire au golfe de Tunis – application a la faisabilité d’un mini concentrateur solaire parabolique”. Thèse de doctorat, l’école nationale d’ingénieurs de Monastir, 2016.
- [11] John A. Duffie, William A. Beckman. “Solar Engineering of Thermal Processes”. Fourth Edition, 2013.
- [12] Cooper, P. I. “The Absorption of Solar Radiation in Solar Stills”. *Solar Energy*, 12, 3 (1969).
- [13] J.M.chassériaux, “Conversion thermique du rayonnement solaire”, bordas Paris, 1984.
- [14] Samy A. Khalil, A.M. Shaffie. “A comparative study of total, direct and diffuse solar irradiance by using different models on horizontal and inclined surfaces for Cairo, Egypt”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27 (2013) 853–863.

- [15] Khalil Samy A, Shaffie AM. "Performance of statistical comparison models of solar energy on horizontal and inclined surface". *International Journal of Energy and Power* 2013; 2(1).
- [16] Bird RE, Riordan CJ. "Simple solar spectral model for direct and diffuse irradiance on horizontal and tilted planes at the Earth's surface for cloudless atmosphere". *Journal of Climate and Applied Meteorology* 1986; 25:87–97.
- [17] M. Collares-pereira and A. Rabl".The average distribution of solar radiation-- correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values". *Solar Energy* Vol. 22 (1978), pp. 155-164.
- [18] Hottel, H. C. "A Simple Model for Estimating the Transmittance of Direct Solar Radiation through Clear Atmospheres". *Solar Energy*, 18, 129 (1976).
- [19] Erbs, D. G., S. A. Klein, J. A. Duffie. "Estimation of the Diffuse Radiation Fraction for Hourly, Daily, and Monthly-Average Global Radiation". *Solar Energy*, 28, 293 (1982).
- [20] Boes, E. C., "Estimating the Direct Component of Solar Radiation".Sandia Report SAND 75–0565 (1975).
- [21] Liu, B. Y. H., R. C. Jordan. "The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation" .*Solar Energy*, 4 (3), 1 (1960).
- [22] Hay, J. E. and J. A. Davies, "Calculation of the Solar Radiation Incident on an Inclined Surface". In *Proceedings of the First Canadian Solar Radiation Data Workshop* (J. E. Hay and T. K. Won, eds.), Ministry of Supply and Services, Toronto, Canada, p. 59 (1980).
- [23] BAILEK Nadiem, "Étude et Modélisation du Flux Solaire globale sur surface inclinée dans la région de Touat". Thèse de Doctorat, Université djillali liabes- Sidi bel abbes, 2012.
- [24] Abdelmadjid KADDOUR, "Modélisation et simulation d'un concentrateur parabolique solaire à moteur Stirling en vue d'un rendement optimal". Thèse de doctorat, Université abou-bekr belkaid-Tlemcen, 2013.
- [25] G. Angrisani, E. Entchev, C. Roselli, M. Sasso, F. Tariello, W. Yaïci, "Dynamic simulation of a solar heating and cooling system for an office building located in Southern Italy", *Applied Thermal Engineering* 2016;103:377-390.
- [26] K. Wan, D. Li, D. Liu, J. Lam, "Future trends of building heating and cooling loads and energy consumption in different climates". *Building and Environment* 2011; 46:223–234.
- [27] BP Statistical Review of World Energy, June 2015.
- [28] G. Mohan, U. Kumar, M.K. Pokhrel, A. Martin, "A novel solar thermal polygeneration system for sustainable production of cooling, clean water and domestic hot water in United

- Arab Emirates: Dynamic simulation and economic evaluation”, *Applied Energy* 2016;167:173-188.
- [29] Z. Li, X. Ye, J. Liu, “Optimal temperature of collector for solar double effect LiBr/H₂O absorption cooling system in subtropical city based on a year round meteorological data”, *Applied Thermal Engineering* 2014;69(1-2):19-28.
- [30] C.A. Balaras, G. Grossman, H.M. Henning, C.A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang, E. Wiemken, “Solar air conditioning in Europe—an overview”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2007; 11(2):299-314.
- [31] T. Otanicar et al, “Prospects for solar cooling – An economic and environmental assessment”, *Solar Energy* 86 (2012) 1287–1299.
- [32] J. Sieckera, K. Kusakanaa, B.P. Numbib, “A review of solar photovoltaic systems cooling technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79 (2017) 192–203.
- [33] Kim DS, Ferreira CAI. “Solar refrigeration options—a state-of-the-art review”. *Int J Refrig* 2008; 31: 3–15.
- [34] Ludmil Stoyano, “Etude de différentes structures de systèmes hybrides à sources d’énergie renouvelables”. *Université technique de Sofia, Revue de génie industriel* 2010, 5, 1-19.
- [35] Shaikh Khalil Rashid, Singar Tushar Machhindra, Dokhale Bipin Ashok, Khandizod Sumit Suresh, Bhane A. B, Savant S. G, “Experimental Model On Solar Operated Air Conditioning System Using Peltier Module”, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Volume 6, Issue 5, May 2016.
- [36] Abhishek Sharma, Dr. Alka Bani Agrawal and Dr Nitin Shrivastava, “Solar Energy based Refrigeration System using Peltier Device”, *International Journal of Theoretical & Applied Sciences*, 10(1): 110-116(2018).
- [37] Hamidreza Najafi, Keith A. Woodbury, “Optimization of a cooling system based on Peltier effect for photovoltaic cells”, *Solar Energy* 91 (2013) 152–160.
- [38] H.Y. Zhang, “A general approach in evaluating and optimizing thermoelectric coolers”, *international journal of refrigeration* 33 (2010) 1187 –1196.
- [39] Goldsmid H.J, “Introduction to Thermoelectricity”, Springer, Berlin, 2010.
- [40] Ewert, M.K., Agrella, M., DeMonbrun, D., Frahm, J., Bergeron, D.J, Berchowit, D., “Experimental evaluation of a solar PV refrigerator with thermoelectric, Stirling, and vapour compression heat pumps”. In: *Proceedings of ASES Solar 98 Conference*, Albuquerque, USA, 1998.

- [41] D.L. Gardner, G.W. Swift, “A cascade thermoacoustic engine”, *Journal of the Acoustical Society of America* 114 (4) (2003) 1905–1919.
- [42] S.A. Tassou , J.S. Lewis , Y.T. Ge , A. Hadawey , I. Chaer , “A review of emerging technologies for food refrigeration applications”, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 263–276.
- [43] T.C. Bammann, C.Q. Howard, B.S. Cazzolato, “Review of flow-through design in thermoacoustic refrigeration”, in: *Proceedings of ACOUSTICS 2005*, 9–11.
- [44] Poese, M.E., Smith, R.W., Garrett, S.L., van Gerwen, R., Gosselin, P., “Thermoacoustic refrigeration for ice cream sales”. In: *Proceedings of 6th Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*, Glasgow, Scotland, 2004.
- [45] V.K. Pecharsky, K.A. Gschneidner Jr., “Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration”, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 200 (1999) 44–56.
- [46] K.R. Ullah , R. Saidur , H.W. Ping , R.K. Akikur , N.H. Shuvo, “A review of solar thermal refrigeration and cooling methods”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013) 499–513.
- [47] Koroneos C, Nanaki E, Xydis G. “Solar air conditioning systems and their applicability— an exergy approach”. *Resources, Conservation and Recycling* 2010; 55:74–82.
- [48] Y. Hwang, R. Randermacher, A.A. Alili, I. Kubo, “Review of solar cooling technology”, *HVAC&R Research* 14 (3) (2008) 507–528.
- [49] Dieng AO, Wang RZ. “Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and airconditioning purposes and recent developments in solar technology”. *Renewable Sustainable Energy Rev* 2001; 5: 313–42.
- [50] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, Bruce R. Munson David P. DeWitt, “Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer”.2003.
- [51] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, “Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (2007) 1758–1775.
- [52] Fong KF, Chow TT, Lee CK, Lin Z, Chan LS. “Solar hybrid cooling system for high-tech offices in subtropical climate—radiant cooling by absorption refrigeration and desiccant dehumidification”. *Energy Conversion and Management* 2011; 52:2883–2894.
- [53] Chidambaram LA, Ramana AS, Kamaraj G, Velraj R. “Review of solar cooling methods and thermal storage options”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011; 15:3220–3228.

- [54] Srihirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S. "A review of absorption refrigeration technologies". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2001; 5:343–372.
- [55] F. Agyenim, I. Knight, M. Rhodes, "Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store". *Solar energy*, 84, 5, 735-744, 2010.
- [56] G. Grossman, "Solar-powered system for cooling, dehumidification and air conditioning, *Solar Energy*", 72, 53–62, 2002.
- [57] Khaled Bataineh, Yazan Taamneh, "Review and recent improvements of solar sorption cooling systems", *Energy and Buildings* 2016.06.075, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild>.
- [58] Ursula Eicker, "Low Energy Cooling for Sustainable Buildings", John Wiley & Sons, Ltd, (2009).
- [59] R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios, "Experimental comparison of two solar-driven air-cooled LiBr/H₂O absorption chillers: Indirect versus direct air-cooled system", *Energy and Buildings*, (2013) 62, 323–334.
- [60] Hildbrand C, Dind P, Pons M, Buchter F. "A new solar powered adsorption refrigerator with high performance". *Solar Energy* 2004; 77:311–318.
- [61] Wang L, Wang R, Oliveira R. "A review on adsorption working pairs for refrigeration". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009; 13:518–534.
- [62] Askalany AA, Salem M, Ismael IM, Ali AHH, Morsy MG, Saha BB. "An overview on adsorption pairs for cooling". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013; 19:565–572.
- [63] C.W. Scheele, *Chemische Abhandlung von der Luft und dem Feuer*, 1773; see: Ostwald's *Klassiker der exakten Wiss.* 58 1894.
- [64] F. Fontana, *Mem. Mat. Fis. Soc. Ital.* 1 1777 679.
- [65] T. Lowitz, *Crell's Chem. Ann.* 1 1786 211.
- [66] T. Lowitz, *Crell's Chem. Ann.* 2 1788 36.
- [67] T. de Saussure, *Gilbert's Ann. Phys.* 47 1814 113.
- [68] T. de Saussure, *Ann. Phil.* 6 1915 241.
- [69] P. Chappuis, *Wied. Ann.* 8 1879.
- [70] P. Chappuis, *Wied. Ann.* 12 1881 161.
- [71] P. Chappuis, *Wied. Ann.* 19 1883 21.
- [72] L. Joulian, *Ann. Chim. Phys.* 22 1881 398.
- [73] Kayser, *Wied. Ann. Phys.* 12 1881 526.
- [74] H. Kayser, *Wied. Ann. Phys.* 14 1881 450.

- [75] J.W. McBain, *Phil. Mag.* 18 1909 916.
- [76] H. Freundlich, *Kapillarchemie*, Leipzig, 1930.
- [77] H. Freundlich, *Colloid and Capillary Chemistry*, Methuen, London, 1926.
- [78] A. Eucken, *Verh. Deutsch. Phys. Ges.* 16 1914 345.
- [79] I. Langmuir, *J. Am. Chem. Soc.* 40 1918 1461.
- [80] J. Langmuir, *J. Am. Chem. Soc.* 38 1916 2221.
- [81] K.J. Laidler, *The World of Physical Chemistry*, Oxford University Press, Oxford, 1993, p. 309.
- [82] S. Brunauer, P.H. Emmett, E. Teller, *J. Am. Chem. Soc.* 60 1938 309.
- [83] S. Brunauer, P.H. Emmett, *J. Am. Chem. Soc.* 57 1935 1754.
- [84] S. Brunauer, P.H. Emmett, *J. Am. Chem. Soc.* 59 1937 2682.
- [85] M.M. Dubinin, L.W. Radushkevich, *Compt. Rend. Acad. Sci. URSS* 55 1947 327.
- [86] M. Polanyi, *Verh. Deutsch. Phys. Ges.* 16 1914 1012.
- [87] M. Polanyi, *Verh. Deutsch. Phys. Ges.* 18 1916 55.
- [88] A. Dabrowski. “Adances in Colloid and Interface Science”, 93 2001 135-224
- [89] Chekirou wassila. “Etude et analyse d’une machine frigorifique solaire à adsorption”. Thèse de doctorat, Université mentouri – Constantine ,2008.
- [90] K. Sumathy, K.H. Yeung, Li Yong. “Technology development in the solar adsorption refrigeration systems”. *Progress in Energy and Combustion Science* 29 (2003) 301–327.
- [91] M. Thommes et al. “Physisorption of gases”, IUPAC project 2010-009-1-100.
- [92] Matthias Thommes, Katsumi Kaneko, Alexander V. Neimark, James P. Olivier, Francisco Rodriguez-Reinoso, Jean Rouquerol and Kenneth S.W. Sing. “Physisorption of gases, with special reference to the evaluation of surface area and pore size distribution”, *Pure Appl. Chem.* 2015.
- [93] Lingai Luo, “Étude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse à adsorption”. Thèse de doctorat, Matière Condensée. Institut National Polytechnique de Lorraine, 1991.
- [94] L. M. Sun, F. Meunier, “Adsorption : Aspects théorique”, *Technique de l’ingénieur*. J 2730 ; 1-16.
- [95] M.A. Hadj Ammar, B. Benhaoua, F. Bouras, “Thermodynamic analysis and performance of an adsorption refrigeration system driven by solar collector”, *Applied Thermal Engineering* (2016), doi: [http:// dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.119](http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.119).
- [96] R. BEST and N. ORTEGA, “SOLAR REFRIGERATION AND COOLING”, *Renewable Energy* 16 (1999) 685-690.

- [97] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, H.A. Al-Ansary, “Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study”, *Applied Thermal Engineering*, 48, 332-341, 2012.
- [98] M. A. Lambert, A. Beyene, “Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle”. *Energy Conversion and Management*, 44, 301– 312, 2003.
- [99] R.E. Critoph, “Forced convection adsorption cycle with packed bed heat regeneration”, *Int. J. Refrig.* 22, 38–46, 1999.
- [100] X.Q. Zhai , R.Z. Wang, “Experimental investigation and performance analysis on a solar adsorption cooling system with/without heat storage”, *Applied Energy*, 87, 824– 835.B., 2010.
- [101] T.S. Ge, Y. Li, Y.J. Dai, R.Z. Wang, “Performance investigation on a novel two-stage solar driven rotary desiccant cooling system using composite desiccant materials”, *Solar Energy*,84, 157–159, 2010.
- [102] Anirban Sur, Randip.K.Das, REVIEW ON SOLAR ADSORPTION REFRIGERATION CYCLE, *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, Volume 1, Number 1, July - Aug (2010), pp. 190-226.
- [103] M.S. Fernandes, G.J.V.N. Brites , J.J. Costa, A.R. Gaspar, V.A.F. Costa, “Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39 (2014) 102–123.
- [104] Riffel DB, Belo FA, Leite APF. “Ar condicionado solar por adsorção: Fundamentos e estado da arte”. In: *I CBENS – I Congresso Brasileiro de Energia Solar*; Fortaleza, Brazil; 2007. 8–11 April. Portuguese.
- [105] Odesola IF, Adebayo J. “Solar adsorption technologies for ice-making and recent developments in solar technologies: a review”. *Int J Adv Eng Technol* 2010; 1(3):284–303.
- [106] Alghoul MA, Sulaiman MY, Azmi BZ, Wahab MA. “Advances on multi-purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating”. *Appl Therm Eng* 2007; 27(5-6):813–822.
- [107] Ruthven DM. “Principles of adsorption and adsorption processes”. New York: John Wiley & Sons; 1984.
- [108] Tather M, Tantekin-Ersolmaz B, Erdem-Senatalar A. “A novel approach to enhance heat and mass transfer in adsorption heat pumps using the zeolite– water pair”. *Micropor Mesopor Mater* 1999; 27(1):1–10, [http://dx.doi.org/10.1016/S1387-1811\(98\)00174-7](http://dx.doi.org/10.1016/S1387-1811(98)00174-7).

- [109] Yeo THC, Tan IAW, Abdullah MO. “Development of adsorption air-conditioning technology using modified activated carbon—a review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012; 16:3355–3363.
- [110] Saha B, El-Sharkawy I, Chakraborty A, Koyama S. “Study on an activated carbon fiber–ethanol adsorption chiller: Part I–System description and modelling”. *International Journal of Refrigeration* 2007; 30:86–95.
- [111] Wang DC, Li YH, Li D, Xia YZ, Zhang JP. “A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14:344–353.
- [112] Ghrici,A., Benramdane, M., Ghernaout, M.E.A. “Effect of operating temperatures and working pairs on performance of solar adsorption cooling system”, *International Journal of Heat and Technology*, (2021) ; 39 (4), 1280-1286.
- [113] Alam, A.K.C., Saha, B.B., Akisawa, A., Adsorption cooling driven by solar collector: a case study for Tokyo solar data. *Appl. Therm. Eng.* 2013; 50, 1603–1609.
- [114] Weast R C 1995 Handbook of chemistry and physics 75 th Edition C RC press.
- [115] Bejan A and Kraus A D 2003 Heat transfer handbook John wiley and Sons New York.

ملخص

تم إجراء دراسة مقارنة ومحددة تعتمد على النموذج الديناميكي الحراري ل- (D.A) DUBININ-ASTAKHOV على تطور أداء نظام التبريد الشمسي بدورة أساسية وفقاً لمعايير التشغيل ونوع الثنائية الزوجية والمعلومات المناخية. تقترح هذه الدراسة أن الكربون المنشط كمادة ماصة وتم اختيار الميثانول وسائل التبريد 134A طريقة تقدير وحساب الإشعاع الشمسي والتنبؤ بالظروف المناخية في موقع الدراسة لفترة معينة خلال العام. تم تخصيص جزء من هذا العمل لتلخيص تقنيات التبريد الشمسي التي تم اختراعها واستخدامها للتطبيقات في مجال التبريد. وهذا يشمل: التبريد وإنتاج الثلج وتكييف الهواء وحتى إزالة الرطوبة ومعالجة الهواء. بعد هذه الدراسة، تم إجراء نمذجة رياضية للمكونات المختلفة لآلة التبريد بالامتزاز الشمسي: جهاز الامتزاز والمكثف والمبخر، من خلال تحليل موازين الطاقة بناءً على انتقال الحرارة والكتلة سمحت النمذجة الرياضية للآلة بمراقبة تطور تأثيرات المعلمات المختلفة على الجهاز: نوع زوج الممتزات / الممتزات، سطح المجمع الشمسي الذي تم إدخاله في سربير الامتزاز (الممتزات)، معدل تركيز المادة الممتزة تم فحص معاملات تشغيل الدورة الأساسية مثل درجة حرارة التكييف ودرجة COP حرارة التبخر وكذلك البيانات المناخية لمنطقة تلمسان - الجزائر. معلمات الأداء التي تم أخذها في الاعتبار في هذه الدراسة هي معامل الأداء وذلك لنظام التبريد الشمسي بدورة أساسية

الكلمات المفتاحية

التبريد الشمسي، التبريد بالامتصاص الشمسي، AC / R134a، الميثانول / AC، معامل الأداء

Summary

A comparative and parametric study based on the thermodynamic model of DUBININ-ASTAKHOV (D.A) was carried out on the evolution of the performance of the base cycle adsorption solar refrigeration system according to the operating parameters, type of couple and parameters climatic. This study proposes activated carbon as an adsorbent and methanol and R134a were chosen as adsorbates.

This work consists in studying and optimizing the energy efficiency of the solar adsorption refrigeration cycle. Therefore, a method of estimation and calculation of solar radiation and prediction of climatic conditions in the study site for a given period during the year was presented. Part of this work has been devoted to summarizing the solar refrigeration technologies invented and used for applications in the field of cold. This includes: refrigeration, ice production and air conditioning and even dehumidification and air treatment. Following this study, a mathematical modeling of the different components of a solar adsorption refrigeration machine was carried out: the adsorber, the condenser and the evaporator, by an analysis of the energy balances based on the heat and mass transfer.

Mathematical modeling of the machine made it possible to monitor the evolution of the influences of the various parameters on the machine: type of adsorbent/adsorbate couple, the surface of the solar collector introduced into the adsorption bed (adsorber), concentration rate of the adsorbate, the basic cycle operating parameters such as the condensation temperature and the evaporation temperature are examined as well as the climatic data for the region of Tlemcen - Algeria. The performance parameters considered in this study are the coefficient of performance COP and that for a basic cycle adsorption solar refrigeration system.

Keywords :

Solar refrigeration, Solar adsorption refrigeration, AC/methanol, AC/R134a, coefficient of performance.

Résumé

Une étude comparative et paramétrique basé sur le modèle thermodynamique de DUBININ-ASTAKHOV (D.A) a été effectuée sur l'évolution de la performance du système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base en fonction des paramètres de fonctionnement, type de couple et paramètres climatiques. Cette étude propose du charbon actif comme adsorbant et le méthanol et le R134a ont été choisis comme adsorbats.

Le présent travail consiste à étudier et optimiser l'efficacité énergétique du cycle frigorifique à adsorption solaire. Donc, une méthode de l'estimation et de calcul du rayonnement solaire et la prédiction des conditions climatiques dans le site d'étude pour une période donnée pendant l'année a été présentée. Une partie de ce travail a été consacré pour résumer les technologies de réfrigération solaire inventés et utilisés pour les applications dans le domaine de froid. Cela compris : la réfrigération, la production de la glace et la climatisation et même aussi la déshumidification et le traitement d'air. Suite à cette étude, une modélisation mathématique des différentes composantes d'une machine frigorifique solaire à adsorption a été effectuée : l'adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur, par une analyse des bilans énergétique basé sur le transfert de chaleur et de masse.

La modélisation mathématique de la machine a permis le suivi de l'évolution des influences des différents paramètres sur la machine : type de couple adsorbant/adsorbat, la surface du capteur solaire introduit dans le lit d'adsorption (adsorbeur), taux de concentration de l'adsorbat, les paramètres de fonctionnement du cycle de base tels que la température de condensation et la température d'évaporation sont examinés ainsi que les données climatiques pour la région de Tlemcen - Algérie. Les paramètres de performance considérés dans cette étude sont le coefficient de performance COP et cela pour un système de réfrigération solaire à adsorption à cycle de base.

Mots clés :

Réfrigération solaire, Réfrigération à adsorption solaire, AC/méthanol, AC/R134a, coefficient de performance.