

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

N° :



DOMAINE : science et technologie
FILIERE : GENIE MECANIQUE
OPTION : ENERGETIQUE

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Intitulé

**Etude des Performances d'un réfrigérateur
solaire a adsorption**

Proposé et dirigé par :

Mr HEBICHE N.A

Présenté par :

DJAADI Mawloud
ZEID Amdjad

Soutenu devant le jury composé de :

Mr BOUAOUINA A	Université de m'sila	Président
Mme BAKHTI F.Z	Université de m'sila	Examineur
Mlle IHDEDENE R	Université de m'sila	Examineur

Année universitaire : 2017 /2018

Sommaire

Tables des matières	page
Liste des symboles	
Liste des figures	
Liste de tableaux	
Introduction générale	02
Chapitre I : Etat de l'art	
I.1. Introduction	03
I.2. Systèmes mécano-frigorifiques	03
I.3. Description du phénomène d'adsorption	07
I.4. Manières des phénomènes d'adsorption	08
I.5. Définitions adsorbant adsorbat	08
I.6. Critères de choix du couple Adsorbant/Adsorbat	10
I.7. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption	11
I.8. Description d'une machine frigorifique à adsorption solaire	16
I.9 Principe de fonctionnement	24
I.10. Avantage et inconvénients des machines à adsorption	25
I.11. Conclusion	26
Chapitre II : Etude de performance de la machine frigorifique à adsorption	
II.1 Introduction	27
II.2 Principe de fonctionnement du cycle idéal	27
II.3. Equation de Dubinin-Astakhov (D-A)	32
II.4. Coefficient de performance d'une machine frigorifique à adsorption solaire	32
II.5. Détermination des températures de début désorption	33
II.6. Quantités de chaleur consommées par les différents composants de la machine	34
II.7. Hypothèses simplificatrices	36
II.8. Conclusion	37
Chapitre III : Résultats et discussion	
III.1. Introduction	38
III.2. Propriétés physiques du couple adsorbant-adsorbat sélectionné	38
III.3. L'influence des températures de fonctionnement	38
III.4. L'influence de la température de régénération	39
III.5. Influence de la température d'évaporation T_{ev} sur le COP de la machine	42
III.6. Influence de la température de condensation T_c sur le COP de la machine	43

III.7. Influence de la température d'adsorption T_a sur le COP de la machine	44
III.8. Conclusion	45
Conclusion générale	46
Références bibliographique	48

Listes Des Symboles

Liste des symboles

(D-A) Équation de Dubinin-Astakhov

C_{p2} Chaleur spécifique de l'adsorbant, J/kg K.

C_{p1} Chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide, J/kg K.

D, n Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat

L Chaleur latente d'évaporation, KJ/kg

m Masse adsorbée, kg/kg.

m_{max} Masse adsorbée correspondent à la température d'adsorption et la pression d'évaporation, kg/kg.

m_{min} Masse adsorbée correspondent à la température de régénération et la pression condensation, kg/kg.

m_a Masse de l'adsorbant, kg.

m_g Masse des parties métalliques de l'adsorbeur, kg.

P Pression, Pa.

P_e Pression d'évaporation, Pa.

P_c Pression de condensation, Pa.

P_s Pression de saturation de l'adsorbat, Pa.

Q_1 Chaleur sensible utilisée pour le chauffage de l'adsorbant, KJ/kg.

Q_2 Chaleur sensible utilisée pour le chauffage des parties métalliques de l'adsorbeur, KJ/kg.

Q_3 Chaleur sensible utilisée pour le chauffage de l'adsorbat, KJ/kg.

Q_c Chaleur totale nécessaire pour chauffer l'adsorbeur, KJ/kg.

Q_f Quantité de froid produite à l'évaporateur, KJ/kg.

Q_{des} Chaleur de désorption, KJ/kg.

COP_{th} Coefficient de performance thermique

T Température, K.

T_a Température d'adsorption, K.

T_c Température de condensation, K.

T_g Température de régénération, K.

$T_{g\ max}$ Température de régénération optimale, K.

T_{s1} Température seuil de désorption, K.

$T_{s1\ max}$ Température seuil de désorption maximum, K.

T_{s2} Température seuil d'adsorption, K.

$T_{s2\ max}$ Température seuil d'adsorption maximum, K.

Listes des symboles

T_e Température d'évaporation, K.

T_{amb} Température ambiante, K.

Δm Masse cyclée de l'adsorbat, kg.

Listes Des Figures

Liste des figures

Chapitre I : Etat de l'art

Figure I.1 : photo de l'entrepôt frigorifique solaire à adsorption	12
Figure I.2 : schéma de la machine hybride solaire à adsorption	13
Figure I.3 : Schéma de la machine frigorifique solaire à adsorption	17
Figure I.4 : Machine frigorifique à adsorption solaire	18
Figure I.5 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron	19
Figure I.6 : Vue du capteur-adsorbeur à tubes	21
Figure I.7 : Vue du capteur à tubes et détail de construction d'un tube	21
Figure I.8 : schéma de condenseur	22
Figure I.9 : photo de condenseur	23
Figure I.10 : schéma d'évaporateur	23
Figure I.11 : photo de chambre froide	23
Figure I.12 : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption	23
Chapitre II : Etude de performance de la machine frigorifique à adsorption	
Figure II.1 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron	27
Figure II.2 : Chauffage isostérique	29
Figure II.3 : Désorption isostérique	30
Figure II.4 : Refroidissement isostérique	31
Figure II.5 : Adsorption	32
Chapitre III : résultats et discussion	
Figure III.1 : Variation de la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_c et la quantité de Froid produite à l'évaporateur Q_f en fonction de la température de régénération T_g	40
Figure III.2 : Variation des différentes chaleurs sensibles et de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération T_g	41
Figure III.3 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_g	42
Figure III.4 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_{ev}	43
Figure III.5 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_c	44
Figure III.6 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_a	45

Listes Des Tableaux

Liste des tableaux

Chapitre I :	Etat de l'art	
Tableau I.1 :	caractéristiques physiques des adsorbants	09
Tableau I.2 :	Propriétés thermodynamiques d'adsorbats	09
Tableau I.3 :	présente les quatre transformations de cycle	20

Introduction Générale

Introduction générale

La grande partie de l'énergie consommée provient des combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon, ...etc.) dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et menace réellement l'environnement. Cette menace s'est manifestée principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre par effet de serre. En effet, la grande préoccupation du monde actuel est d'atténuer cette pollution en essayant d'adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.

Les systèmes de froid et de climatisation sont des consommateurs important d'énergie. Ces systèmes sont habituellement actionnés par énergie électrique produite à partir de produit fossile (pétrole, gaz naturel, charbon) et les systèmes de réfrigération sorption entraînés par une source de chaleur à basse température ont été développés comme une alternative économique et respectueuse de l'environnement, et les recherches ont montré que l'énergie solaire est une bonne solution qui peut remplacer les énergies fossiles. Dans tous ces systèmes, la consommation d'énergie mécanique est réduite au minimum ou nul, et ils peuvent fonctionner avec de la chaleur à basse température à partir de différentes sources telles que la chaleur résiduelle ou l'énergie solaire. Les systèmes de refroidissement par absorption tels que ceux utilisant LiBr-H₂O ou H₂O-NH₃ comme couple de travail présents de nombreux avantages pour des applications spécifiques. Ils donnent une meilleure efficacité du système de refroidissement par rapport aux systèmes d'adsorption. Cependant, ces systèmes présentent également de nombreuses limitations dans les conditions de fonctionnement [1].

Le grand avantage des systèmes d'adsorption plus de ceux d'absorption est qu'elles peuvent fonctionner sans pièces mobiles, ayant des coûts inférieurs, puis de l'entretien. Autres avantages en comparaison avec les systèmes de compression sont : construction simple, respectueux de l'environnement et silencieux [1]. Un grand nombre d'applications pour les systèmes de refroidissement de sorption ont été vues dans les pays développés et en développement, tels que : le stockage et la conservation des vaccins et produits médicaux, la conservation des aliments, la réfrigération, la climatisation, les refroidisseurs et la production de glace.

L'objectif principal à atteindre consiste à étudier la performance des machines frigorifiques à adsorption solaire, et en particulier l'effet des températures limites du cycle thermodynamique sur le coefficient de performance thermique COP_{th}.

Cette étude serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions de ce type de machines ou pour optimiser les indices économiques d'exploitation de l'énergie solaire pour la production du froid, tout en tenant compte des contraintes qui peuvent être engendrées par la présence des conditions climatiques non adaptables.

Le premier chapitre est une définition détaillée du phénomène d'adsorption qui représente la force motrice de la machine frigorifique à adsorption. Dans ce chapitre, on cite les différents adsorbants solides, les adsorbats fluidiques et les couples adsorbant/adsorbats, en faisant une

comparaison entre tous ces types pour mettre en évidence la base de sélection du couple approprié et une présentation générale de la machine frigorifique à adsorption solaire en abordant ses composants, son principe de fonctionnement, ses avantages et ses inconvénients.

Le deuxième chapitre présente le principe de fonctionnements et le modèle mathématique pour calculer la performance de la machine frigorifique à adsorption, et en particulier l'équation de Dubinin-Astakhov qui donne la masse adsorbée par unité de masse d'adsorbant en fonction de la température du couple adsorbant/adsorbat, en plus les différentes quantités de chaleur formant l'expression du calcul du coefficient de performance thermique COP_{th} .

Le troisième chapitre a étudié des résultats et une discussion de l'influence des températures limites du cycle thermodynamique sur la performance de la machine frigorifique à adsorption.

Enfin une conclusion générale sur les résultats aboutis et ainsi que les recommandations qui peuvent être déduites.

Chapitre I

I.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les différents types de systèmes de froid et leur évolution historique. Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques : ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent, les systèmes mécano frigorifiques, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique, les systèmes thermo-frigorifiques.

I.2. Systèmes mécano-frigorifiques [2]

Parmi eux, deux familles se détachent :

- Les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables,
- Les systèmes utilisant des cycles à gaz.

I.2.1. Systèmes à compression de vapeur

Le fluide actif du cycle frigorifique, le frigorigène, se vaporise dans un évaporateur en produisant le froid utile. La vapeur produite est aspirée et comprimée par un compresseur mécanique. Elle est refoulée dans un condenseur où elle se liquéfie. Le liquide formé retourne vers l'évaporateur en traversant un régleur (ou détendeur). Ce système est, de très loin, le plus répandu.

Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans (1755/1819). Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), qui travaillait en Angleterre que nous devons le premier brevet et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835). Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais émigré en Australie, James Harrison (1816-1893) (brevets en 1855-56-57). Les machines étaient fabriquées en Angleterre, elles pouvaient produire de la glace ou refroidir des saumures, liquides frigoporteurs. Le frigorigène était toujours l'éther éthylique.

De nouveaux frigorigènes firent ensuite, successivement, leur apparition [2] :

- L'éther diméthylique utilisé par le français Charles Tellier (1828-1913).
- Le dioxyde de carbone CO_2 utilisé par l'américain Thaddeus Lowe (1832-1913). Après une éclipse, il réapparaît actuellement.
- L'ammoniac NH_3 , d'abord expérimenté par Tellier (en 1862), il entra vraiment dans la production du froid avec l'américain David Boyle (1837-1891) et surtout l'allemand Carl von Linde (1842-1934). Il est toujours utilisé.
- Le dioxyde de soufre SO_2 par le suisse Raoul Pierre Pictet (1846-1929). Il disparut au seuil de la seconde guerre mondiale.

- Le chlorure de méthyle (chlorométhane) CH_3Cl , utilisé pour la première fois par le français C.
- Vincent en 1878. Il eut, lui aussi une assez longue carrière commerciale puisqu'il ne disparut que dans les années 1960.
- Les hydrocarbures fluorés ; Recherchant des frigorigènes de sécurité (non toxiques et non inflammables) et s'inspirant des travaux de Swarts, (en 1893-1907) à Gand, une équipe américaine de Frigidaire Corporation, dirigée par Thomas Midgley mis au point en 1930 la production des premiers frigorigènes fluorés. Apparurent successivement le premier CFC, le R12 (CF_2Cl_2) en 1931, puis le premier HCFC, le R22 (CHF_2Cl), en 1934 et, en 1961, le premier mélange azéotropique R502 (R22/R115).

Depuis la publication, en 1974, d'un article des Prix Nobel américains F.S. Rowland et M.J. Molina, montrant l'action pernicieuse du chlore sur l'ozone stratosphérique, les frigorigènes chlorés, CFC et HCFC sont soumis, par le Protocole de Montréal (1987) et ses amendements à des processus d'éviction. Actuellement sont proposés des frigorigènes fluorés mais non chlorés, des HFC purs comme le R134a ou des mélanges de HFC (R410A, R407C, R404A, etc.) fluides qui ont une action plus ou moins forte sur l'effet de serre. On propose aussi l'utilisation (ou le retour) des frigorigènes « naturels », plus contraignants mais avec une action très faible ou nulle sur l'effet de serre comme l'ammoniac, les hydrocarbures, l'eau, le CO_2 [2].

Au fil du temps les composants des systèmes à compression ont, eux aussi, fortement évolués.

Ainsi les compresseurs à pistons lourds, lents et encombrants de la fin du 19^{ème} siècle ont fait place 100 ans après à des machines rapides et légères. De nouveaux types de compresseurs sont successivement apparus : compresseur à vis bi-rotor (A. Lysholm en Suède - 1934) compresseur à vis mono-rotor (B. Zimmern en France - 1967), compresseur « spiro-orbital » (scroll) dans les années 70 (brevet du français Léon Creux - 1905), compresseurs centrifuges (travaux fondamentaux du français Auguste Rateau - 1890 puis de l'américain Willis Carrier - 1911).

On chercha vite, pour les petites machines, à limiter les fuites de frigorigène par l'usage de groupes frigorifiques hermétiques. Le premier du genre fut la curieuse machine de l'abbé Audiffren (1905). Les groupes hermétiques sont maintenant largement utilisés.

Parallèlement, les échangeurs thermiques (condenseurs et évaporateurs) s'améliorèrent et s'allégèrent [2].

I.2.2. Systèmes utilisant des cycles à gaz [2]

Ici le fluide actif ne change pas d'état au cours du cycle frigorifique mais reste gazeux.

Comprimé, le gaz s'échauffe, on le refroidit alors, sous pression, jusqu'à la température ambiante puis on le détend ce qui entraîne un abaissement de sa température.

La première « machine à air », à cycle ouvert, est due à l'américain John Gorrie (1803-1855) pour refroidir de la saumure à -7°C (brevets 1850-51). S'inspirant du moteur à air chaud du pasteur Robert Stirling (1837) l'écossais Alexander Kirk (1830-1892) réalisa une machine à cycle fermé qui produisit régulièrement, pendant une dizaine d'année, à partir de 1864, une température de -13°C . Dans cette technique, on peut citer les contributions de l'allemand Franz Windhausen (1829-1904), de l'américain Leicester Allen (1832-1912) et du français Paul Giffard (1837-1897) [2].

Le développement de ces systèmes fut moindre que celui des machines à compression de vapeur car leur efficacité est plus réduite dans le domaine courant de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation. Elles sont, par contre, à l'origine de la plupart des cycles cryogéniques pour la liquéfaction des gaz et la production des basses températures.

I.2.3. Systèmes thermoélectriques

Le français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit, en 1834, que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents provoque, selon le sens du courant un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction. Longtemps simple curiosité scientifique, la thermoélectricité se développa au fil des années 1940 à 60 avec les connaissances sur les semi-conducteurs. Les espoirs qu'elle a fait naître furent cependant assez vite déçus et les utilisations actuelles sont marginales [2].

I.2.4. Systèmes thermo-frigorifiques [2]

On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique :

- les systèmes à absorption,
- les systèmes à adsorption et thermochimiques,
- les systèmes à éjection.

I.2.4.1. Systèmes frigorifiques continus à absorption

Bien que leur importance soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes thermo-frigorifiques qui connaissent un certain développement. Ici la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais

à la circulation, par pompe, d'un liquide absorbant dont la teneur, en frigorigène absorbé, dépend de la température et de la pression. Le travail mécanique nécessaire est très réduit, le système, en contrepartie, consomme de la chaleur.

Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20^{ème} siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux des suédois Von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.

Les systèmes à absorption discontinus, bien qu'apparus très tôt, (appareils à refroidir les carafes d'eau d'Edmond Carré²- 1866) ne se développèrent guère [2].

I.2.4.2. Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques

Ils apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20^{ème} siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation, ou la décomposition, de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches [2].

I.2.4.3 Système frigorifique à éjection

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923) [2].

L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente –

l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. Ce système qui a des créneaux d'utilisation bien spécifique est peu répandu.

I.3. Description du phénomène d'adsorption

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

Ce phénomène dépend quantitativement des propriétés physiques (porosité, surface spécifique) et chimique (acidité) et de la nature des molécules adsorbées.

Au cours de l'adsorption, le gaz ne subit pas de transformation chimique, le solide conserve son intégrité physique et son architecture cristallographique, en particulier il n'y a pas de gonflement du solide.

Ce phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle chaleur isostérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions :

- Les interactions adsorbant/adsorbat (entre le solide et les molécules adsorbées).
- Les interactions adsorbat/adsorbat (entre les différentes molécules adsorbées).

L'adsorption est déjà utilisée dans un certain nombre de processus physiques et industriels, en particulier dans le domaine de la filtration et de la purification des gaz, de l'affinage des eaux potables et dans les cycles de réfrigération.

L'adsorption d'un gaz par un solide comporte trois phases :

- La phase gazeuse constituée des molécules de gaz.
- La phase adsorbée (l'adsorbat) formée des molécules adsorbées à la surface.
- La phase solide qui est l'adsorbant.

Le processus inverse, par lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide s'en détachent, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la désorption, ce dernier se traduit par la diminution de la concentration des molécules de gaz à la surface par rapport

à la concentration initiale du gaz adsorbé à la surface de l'adsorbant. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur [3].

I.4. Manières des phénomènes d'adsorption

Quand une molécule s'approche d'une surface solide, elle peut se fixer de deux manières [4] :

I.4.1. L'adsorption chimique

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant, donnant naissance à des forces de liaisons très importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé chimisorption). La chaleur d'adsorption mise en jeu est en général assez grande, dépassant les 80 KJ/mole. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) et favorisée par une haute température.

I.4.2. L'adsorption physique

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de liaisons faibles du type Van Der Waals. Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une chaleur d'adsorption assez faible (de l'ordre de 5 à 25 KJ/mole), parfaitement réversible et qui est en outre favorisée par une basse température.

I.5. Définitions adsorbant et adsorbat

I.5.1. Adsorbant

Les adsorbants sont des matériaux poreux ayant des tailles des pores variant de quelque angström à quelques centaines d'angströms. Les adsorbants couramment utilisés sont le gel de silice, l'aluminium activé, les charbons actifs ainsi que les adsorbants à tamis moléculaires comme les zéolithes. La caractéristique la plus importante des adsorbants est leur grande capacité d'adsorption due à la structure microporeuse de la surface de l'adsorbant qui peut être décrit par plusieurs paramètres physiques. En particulier, la distribution volumique des pores et la surface spécifique [5].

Tableau I.1 : caractéristiques physiques des adsorbants [6].

Adsorbant	Surface spécifique (m²g⁻¹)	Taille des pores (nm)	Porosité interne
Charbons actifs	400 à 2 000	1.0 à 4.0	0.4 à 0.8
Tamis moléculaire carbonés	300 à 600	0.3 à 0.8	0.35 à 0.5
Zéolites	500 à 800	0.3 à 0.8	0.3 à 0.4
Gels de silice	600 à 800	2.0 à 5.0	0.4 à 0.5
Alumines activées	200 à 400	1.0 à 6.0	0.3 à 0.6

I.5.2. Adsorbant

Les adsorbats sont des matériaux qui ont des molécules de petite taille. Les Trois adsorbats les plus utilisés sont le méthanol, l'eau et l'ammoniaque. Les caractéristiques les plus importante des adsorbats sont : la chaleur latente, le volume spécifique, la pression de saturation, la stabilité avec l'adsorbant utilisée et l'impact sur l'environnement [5]. Le tableau (I-1) donne les Propriétés thermodynamiques d'adsorbats :

Tableau I.2 : Propriétés thermodynamiques d'adsorbats [7].

Réfrigérant	Température (°C)	Chaleur latente de vaporisation (KJ kg⁻¹)	Pression vapeur (bar)
<i>Eau</i>	0	2485	0.0063
	20	2442	0.0236
	40	2397	0.0747
<i>Ammoniac</i>	-30	1359	1.195
	-10	1296	2.909
	0	1262	4.294
	30	1146	11.665
<i>Méthanol</i>	-50	1190	0.01
	-10	1182	0.04
	30	1122	0.25

I.6.Critères de choix du couple Adsorbant/Adsorbat

Le choix du couple adsorbant/adsorbat est très important. Il se fait en fonction des niveaux de température de l'utilisation frigorifique envisagée (réfrigération, conservation des aliments, climatisation, pompe à chaleur ou stockage d'énergie). Pour une application donnée, le choix du couple solide-gaz repose essentiellement sur le cycle thermodynamique de fonctionnement du système [5].

I.6.1. Pour l'adsorbant

Il est généralement choisi en fonction de Le choix de l'adsorbant dans l'étude du phénomène d'adsorption est vaste, mais peut être limité dans le domaine de la réfrigération solaire à adsorption par certains critères, citons [4] :

- Les corps utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux qui présentent une très grande surface spécifique
- L'adsorbant doit avoir une grande capacité d'adsorption à la température ambiante et basse pression, mais une faible capacité d'adsorption à la température maximum du système et haute pression pour obtenir une grande quantité de production du froid.
- Il doit posséder une bonne conductivité thermique.
- Il doit avoir une faible chaleur spécifique.
- Il faut que l'adsorbant soit chimiquement compatible avec l'adsorbat choisi et aille des pores de dimensions proches à celle des molécules de l'adsorbat.
- Il doit être non toxique et non corrosif.
- Ne présentant aucune détérioration avec le temps et l'usage.
- Et présentant un coût abordable en étant largement disponible.

I.6.2. Pour l'adsorbat

Le choix de l'adsorbat est fait de sorte qu'il doit [5] :

- Avoir une forte chaleur latente de vaporisation.
- Une petite taille des molécules pour faciliter le phénomène d'adsorption Non toxique, non inflammable et non corrosive.
- Une faible valeur de la pression de saturation (légèrement supérieure à la pression atmosphérique).

- Etre facilement adsorbable à basse température et plus difficilement adsorbable à haute température.

I.6.3. Critères thermodynamique

Ce choix doit prendre en considération [5] :

- Les températures d'ébullition et de condensation du frigorigène qui doivent être voisines des températures externes du cycle de fonctionnement de la machine correspondant respectivement à la haute et à la basse pression du système.
- La température critique de l'adsorbat qui doit être la plus élevée possible.
- La chaleur isostérique de désorption, qui est la quantité d'énergie nécessaire. Pour rompre les liaisons réversibles entre les molécules de l'adsorbat et la surface de l'adsorbant, qui doit être la plus faible possible.
- L'adsorbant qui doit avoir une chaleur spécifique massique la moins élevée possible.
- L'adsorbat doit avoir une tension superficielle et une viscosité les moins élevées possible.

I.6.4. Critères technique

Pour une meilleure fiabilité du système, le choix technique doit prendre en considération [8] :

- La stabilité chimique du couple surtout à haute température de fonctionnement.
- La corrosion qui peut être due à la réactivité du couple avec les matériaux des composants et des canalisations de la machine.
- La solidification du fluide frigorigène à basse température.
- La toxicité des fluides et l'inflammabilité des matériaux utilisés.

I.6.5. Critères de sécurité

Dans le choix de sécurité, deux paramètres fondamentaux sont à respecter [5] :

- La toxicologie de chacun des éléments du couple (contrainte écologique).
- L'inflammabilité des éléments de la machine.

I.7. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption

I.7.1. Prototype utilisant le couple zéolithe- eau

L'eau ne pouvant s'évaporer à des températures inférieures à zéro °C, le couple zéolithe-eau est limité au domaine où la température est supérieure ou égale à zéro °C. S'il s'agit simplement de maintenir un volume à quelques degrés au-dessus de zéro °C, une évaporation à zéro °C suffit. De ce fait, ce couple est plus adapté au domaine de la climatisation. A la fin des années 70 Tchernev a étudié ce couple pour la climatisation. Wang a aussi utilisé ce couple pour la climatisation d'une

locomotive de train. Meunier, un des pionniers dans le domaine de l'adsorption, a étudié théoriquement et expérimentalement le couple zéolithe eau et montré que ce couple est le plus adapté pour l'obtention de températures supérieures ou égales à 0°C . Son équipe a réalisé deux installations expérimentales :

- Une glacière solaire de volume de 150 litres. Le capteur, de surface égale à 0.8 m^2 , contient 23kg de zéolithe 13X. La quantité moyenne de glace produite à l'évaporateur est de 7.5 kg par m^2 de capteur. Le coefficient de performance solaire obtenu est de l'ordre de 0,1.
- Grenier et al ont étudié un entrepôt frigorifique de volume 12 m^3 muni de 24 capteurs plans dont la surface est 20 m^2 . Les performances ont montré que le COP solaire est toujours voisin de 0,1, correspondant à une production de glace dans l'évaporateur de 7kg par m^2 de capteur et permettant de maintenir un écart de 20°C entre la température ambiante et les produits entreposés dans la chambre froide [9].

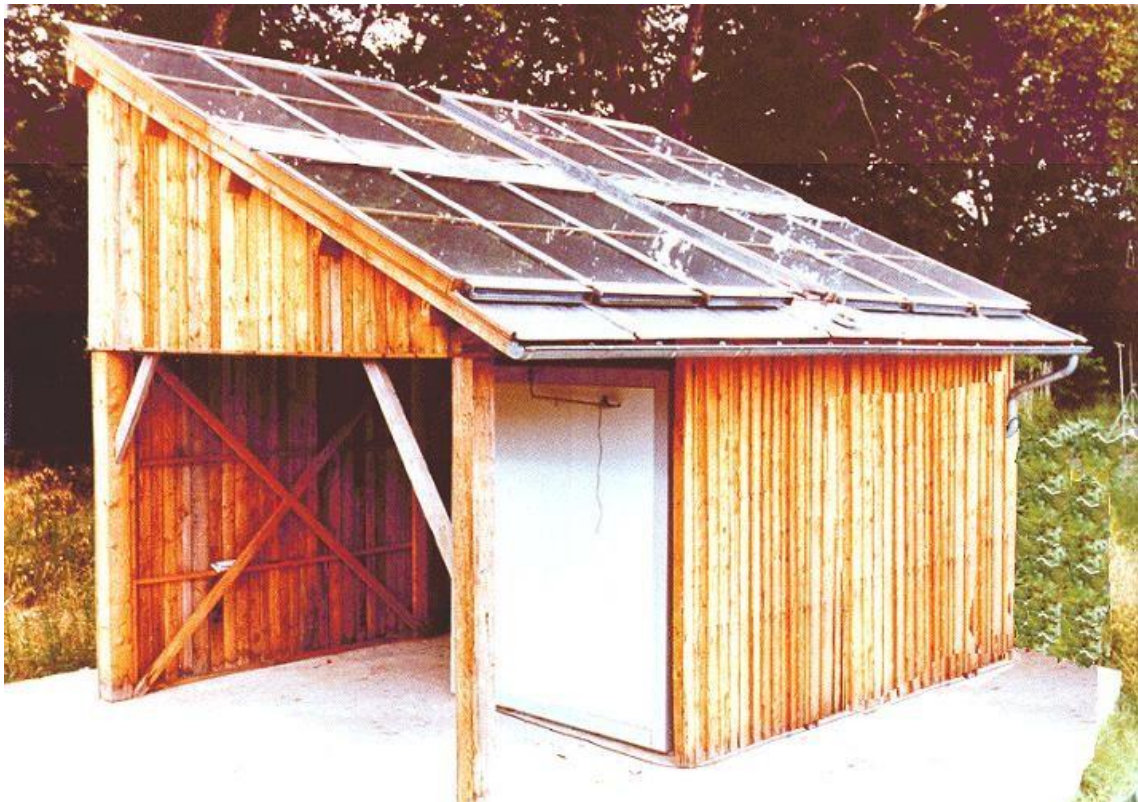


Fig. I.1 : photo de l'entrepôt frigorifique solaire à adsorption [9].

I.7.2. Prototype utilisant le couple charbon actif – méthanol AC35/CH₃OH

Le couple le plus étudié dans le domaine de la réfrigération solaire par adsorption est le charbon actif méthanol en raison de sa capacité à produire du froid à des températures inférieures à 0°C.

Une machine à glace solaire à adsorption a été réalisée par l'équipe de Meunier à Orsay en France. La surface du capteur plan est de 6m² et la masse du charbon actif est 135 kg. La masse de glace produite à l'évaporateur était de 30 à 35 kg et le COP solaire variait entre 0.07 et 0.12. Trois machines à glace, réalisées et commercialisées par la société BLM –France sous licence CNRS –LMSI, ont été expérimentées dans le site d'Agadir (Sud du Maroc). L'analyse des résultats obtenus, durant la période 22 mai - 17 juillet 1990, montre que le COP solaire obtenu variait entre 0.08 et 0.12 du même ordre de grandeur que celui de la machine à glace solaire expérimentée au LMSI et que la masse de glace produite à l'évaporateur, chaque jour, était de 5.2 kg par m² de surface de captation solaire. Anyanwu et Ezekwe ont fabriqué et testé un prototype de réfrigérateur solaire à charbon actif- méthanol. Contrairement aux autres réalisations que nous venons de citer, le capteur, de surface 12 m², est constitué de 6 tubes en acier inoxydable remplis de charbon actif AC35. Les températures obtenues dans la chambre froide du réfrigérateur étaient comprises entre 1°C et 8.5 °C pour une température ambiante entre 18.5 °C et 34 °C. A l'université de Jiao Tang de Shangai en chine, l'équipe de Li et Wang a étudié une installation hybride utilisant le couple charbon actif – méthanol. Ce système comporte un chauffe -eau solaire et une machine à glace à adsorption. L'installation est représentée sur la schéma de la machine hybride solaire à adsorption figure I.2. [5].

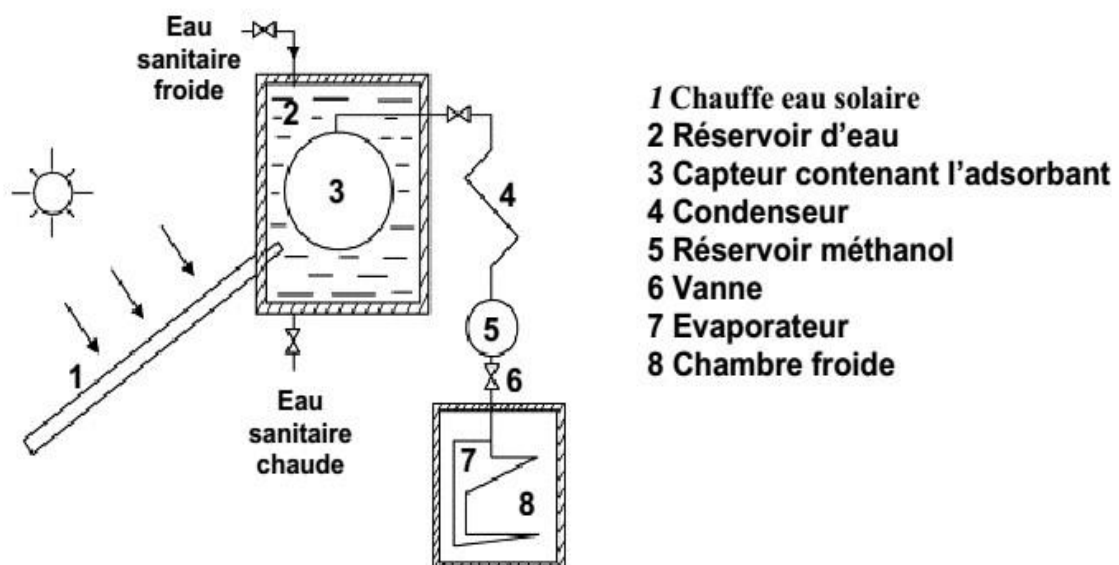


Fig. I.2 : schéma de la machine hybride solaire à adsorption [9].

Dans ce cas d'expérimentation, le générateur sous forme cylindrique (contenant le charbon actif) est placé dans un réservoir d'eau. Le jour, le chauffe-eau solaire chauffe l'eau du réservoir contenant le générateur. La nuit, l'eau chaude, retirée du chauffe-eau, est stockée dans un autre réservoir pour une utilisation ultérieure domestique et remplacée ensuite par l'eau du réseau.

Ainsi, le générateur refroidi provoque la production de la glace dans l'évaporateur. Ce système permet, pour un capteur de 2 m², de produire 60 litres d'eau chaude à des températures autour de

80 °C et 10 kg de glace par jour. A l'université de la province de Yunnan en Chine, l'équipe de Li et Wang ont construit et testé une machine à glace solaire autonome, sans vannes et sans réservoir de méthanol, utilisant le couple charbon actif – méthanol. Cette machine testée d'abord sous des conditions climatiques réelles a donné des COP solaires entre 0.12 et 0.13. Ensuite elle a fonctionné à l'intérieur du laboratoire sous un ensoleillement artificiel (reproduisant les valeurs des ensoleillements réels reçus par l'unité sous des conditions climatiques réelles). Les COP solaires obtenus étaient situés entre 0.137 et 0.146 plus importants que lorsque l'unité était sous ensoleillement réel. De ce travail, on peut remarquer que les conditions climatiques (température ambiante, vitesse du vent, ensoleillement...) influencent les performances de la machine. Ceci sera montré dans ce travail [9].

I.7.3. Prototype utilisant le couple gel de silice –eau Si(OH)₄/H₂O

Le couple gel de silice-eau a été moins étudié que les couples zéolithe –eau et charbon actif méthanol. Sakoda a étudié un prototype expérimental utilisant le couple silicagel-eau. Le capteur, de 0.25 m² de surface et d'épaisseur 5 cm, contient 1kg de gel de silice. L'unité a pu atteindre un COP thermique de 0.2 pour une journée claire d'insolation égale à 19.3 MJ par m². D'après Sakoda, le COP thermique peut atteindre 0.4 pour un capteur solaire de 0.4 m². En Suisse, au sein du Laboratoire d'Energétique Solaire et de Physique du Bâtiment (EIVD), l'équipe de Philippe Dinde a construit et expérimenté, durant le mois de septembre 2000, un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple gel de silice-eau. Dans ce travail le capteur à tubes dont la surface est de 2 m² est muni d'un double- vitrage. Testé au laboratoire sous ensoleillement artificiel, les performances du système ont montré que le COP solaire brut pouvait atteindre 0.19. Cette valeur est supérieure à celles atteintes par d'autres systèmes de réfrigération solaire sous des conditions climatiques réelles [9].

I.7.4. Prototype utilisant le couple charbon actif- ammoniac AC35/NH₃

Le couple charbon actif-ammoniac a été étudié principalement par Critoph qui a montré que (lorsque les pressions de fonctionnement sont supérieures à la pression atmosphérique) l'ammoniac est le réfrigérant le mieux adapté pour la production du froid quand l'adsorbant est du charbon actif. Sous ensoleillement artificiel, Critoph a étudié un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif –ammoniac. Le capteur composé de 14 tubes, de 2 m de long, en acier inoxydable, a une surface de captation d'environ 1.43 m². Ces tubes sont revêtus d'une surface sélective (Maxorb™). Une masse de 17 kg de charbon actif est répartie dans les tubes du capteur. Un condenseur à eau, formé par un tube de 4 m de long en acier inoxydable, est immergé dans un réservoir de 100 39 litres. L'évaporateur, formé par un tube en spirale en acier inoxydable est immergé dans un volume de 0.4 litre d'eau. Le COP solaire atteint est de 0.061 pour une énergie incidente de 19.98 MJ et la température à l'évaporateur est de l'ordre de 0.9°C. Critoph a aussi étudié un système, de conditionnement d'air avec le couple charbon actif-ammoniac. Ce système est basé sur l'utilisation de modules tubulaires à adsorption. Chaque module comprend un générateur et un évaporateur condenseur. Le générateur est un tube en acier, de 12.7mm de diamètre extérieur, contenant 3 mm d'épaisseur de charbon actif concentrique au tube. Le module, fabriqué et testé sur un banc d'essai, a été chauffé par un flux d'air chaud (150°C) et refroidi par un flux d'air à la température ambiante. Se basant sur les résultats expérimentaux d'un seul module, Critoph a établi un modèle comprenant 16 modules dont chacun est de 1m de longueur et de 0.0127 m de diamètre. La température du flux d'air de chauffage est de 200°C et le temps pour réaliser un cycle est 864 s. D'après les résultats de la simulation la température moyenne d'évaporation est de l'ordre de 8.9°C et le COP thermique est de l'ordre 0.6. Bougard a étudié une machine frigorifique solaire domestique utilisant le couple charbon actif-ammoniac. Le capteur, de surface 1.32 m², est constitué de 4 tubes ailettes longitudinalement et connectés en parallèle. La masse de charbon actif utilisée est de 13.25 kg. Des essais, sous ensoleillement artificiel, ont donné, pour une température ambiante de 25°C et une évaporation à -5°C, une masse cyclée de 1.24 kg d'ammoniac. Cette masse cyclée permet la production de 1 kg de glace. Mimet a réalisé un prototype fonctionnant avec le couple charbon actif-ammoniac. Le générateur utilisé est un réservoir cylindrique à double enveloppe en acier. Le tube central, de volume 2.215 litres, contient le charbon actif. Ce générateur est chauffé par une source de chaleur à haute température et refroidi par l'eau du réseau. L'expérimentation de ce prototype a montré que la quantité de froid produite à l'évaporateur se fait bien entre 0°C et 10°C. Mimet a montré aussi qu'une masse de 3kg de

charbon actif peut fabriquer 1 kg de glace quand la température de régénération est de 100°C. 40 Récemment, Wang a conçu et fabriqué une machine à glace avec caloduc pour les bateaux de pêche. L'utilisation du caloduc (enceinte cylindrique fermée possédant une haute conductivité thermique grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne) a permis d'une part de mettre en jeu des puissances très élevées pour chauffer le capteur et d'autre part de résoudre le problème de corrosion entre l'eau de mer et l'acier de l'adsorbeur contenant l'ammoniac. Pour une amélioration des performances d'adsorption, un composé de charbon actif et de chlorure de calcium a été utilisé. De plus l'utilisation de deux lits d'adsorption avec récupération de chaleur a permis d'atteindre des températures d'évaporation plus basses, au-dessous de -42°C, et un COP thermique de l'ordre de 0.41 [9].

I.8. Description d'une machine frigorifique à adsorption solaire

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le l'adsorbat (fluide frigorigène) et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié [4].

I.8.1. Fonctionnement de la machine à adsorption

Dans une machine frigorifique solaire a adsorption, les éléments essentiels de l'unité sont le réacteur qui contient le mélange adsorbant/adsorbat, le condenseur et l'évaporateur. Le couplage d'une masse d'adsorbant avec des sources a des températures différentes (condenseurs et évaporateur) permet la réalisation de cycles intermittents ou l'adsorbant joue le rôle de compresseur chimique, refoulant l'adsorbat vers le condenseur pendant qu'il est chauffé et aspirant l'adsorbat de l'évaporateur pendant qu'il est refroidi. Chaque cycle comprend deux phases principales régissant le fonctionnement : une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbat et une autre de refroidissement du même mélange. La machine à construire est présente dans la (figure I.3) [10].

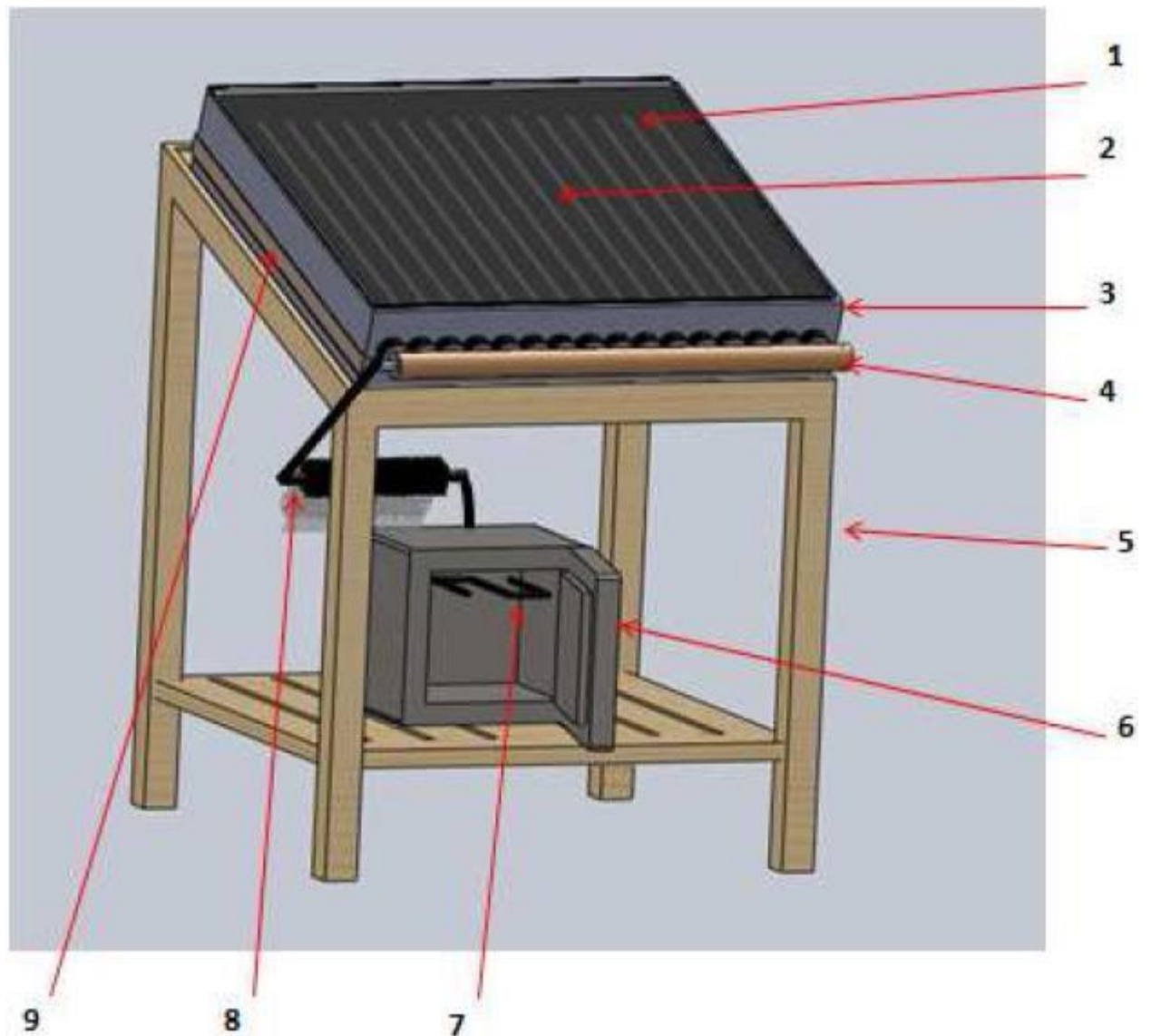


Fig. I.3 : Schéma de la machine frigorifique solaire à adsorption [10].

1-Vitrage ; 2-Adsorbeur ; 3-Boîtier du capteur ; 4- Collecteur ; 5- Support ; 6- Chambre froide ; 7- Evaporateur ; 8- Condenseur ; 9- Volets de refroidissement.



Fig.I.4 : Machine frigorifique à adsorption solaire [11].

I.8.2. Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption

La machine frigorifique à adsorption fonctionne par cycle. La figure (IV-1) représente le trajet thermodynamique de base d'une telle machine dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$). Ce cycle dit idéal, représente l'évolution de l'état de mélange adsorbant/adsorbat contenu dans l'adsorbeur.

Chaque cycle comprend deux phases principales régissant le fonctionnement : une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbat et une autre de refroidissement du même mélange (figure (I.5)) [4].

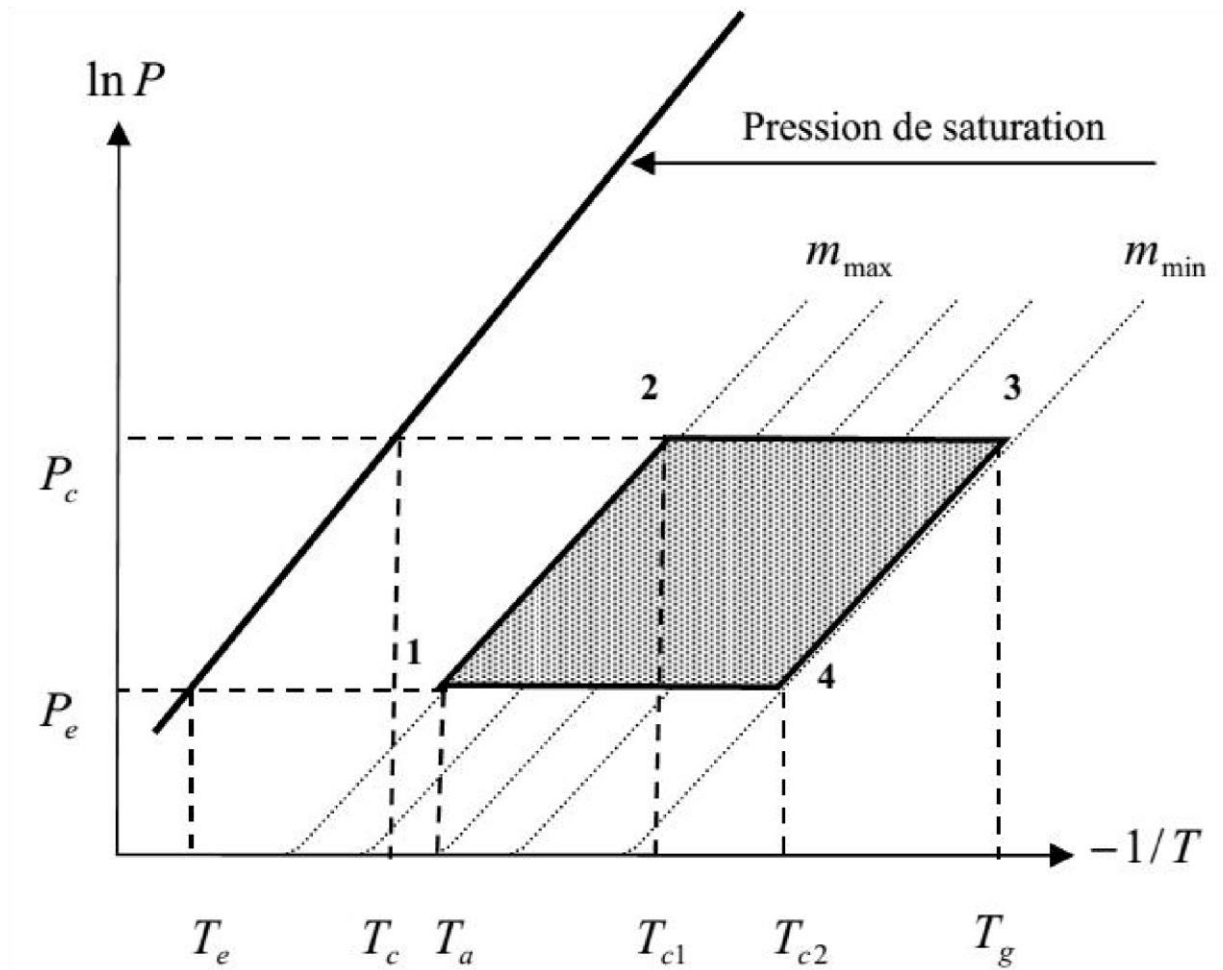
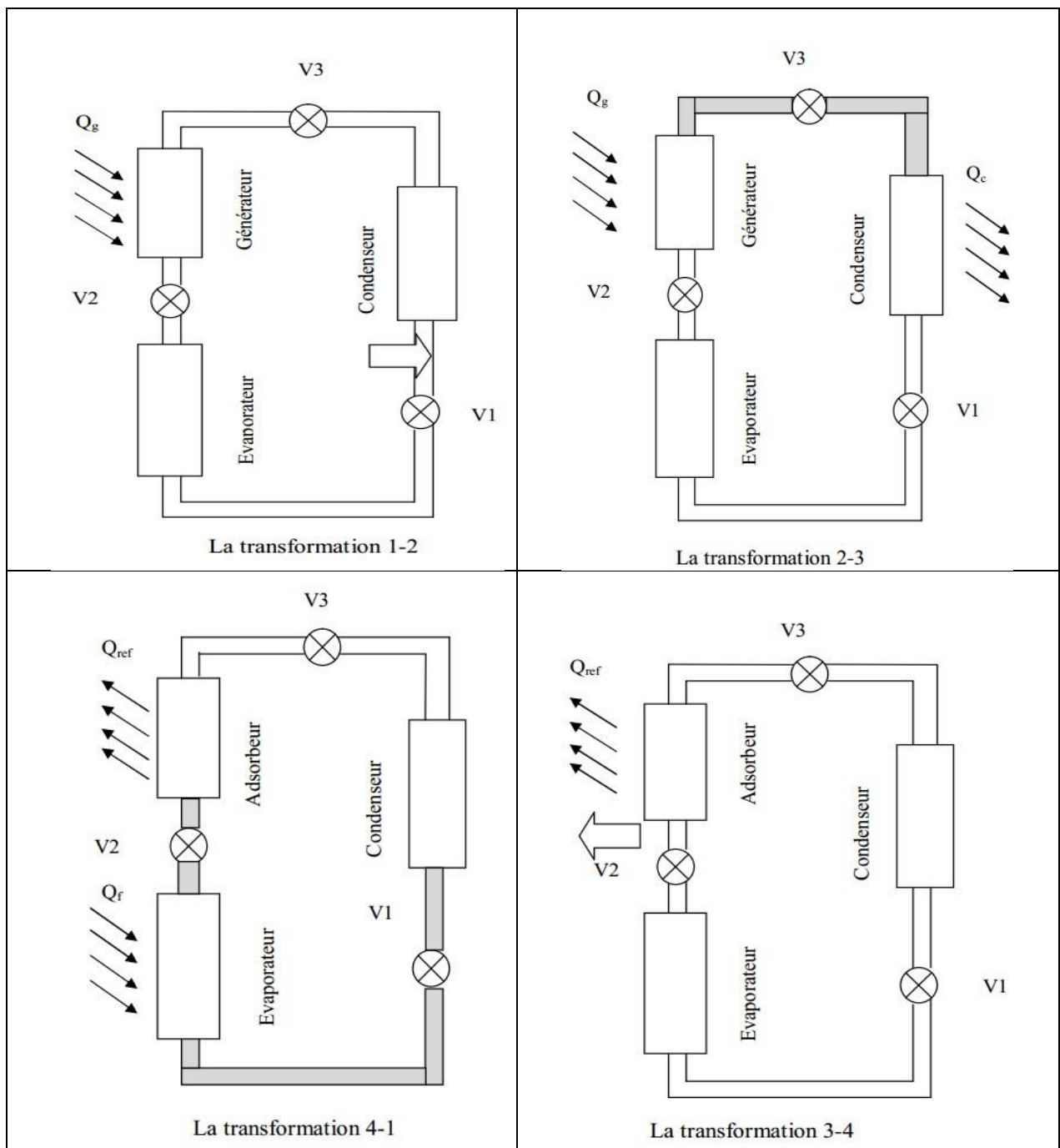


Fig.I.5 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron [4].

Tableau I.3 : présente les quatre transformations de cycle [5].



I.8.3. Éléments de machine frigorifique adsorption

Les machines à adsorption solaire comportent les éléments essentiels suivants : un adsorbteur, un condenseur, un évaporateur, un réservoir et une vanne.

I.8.3.1 Adsorbeur

Un adsorbeur contenant l'adsorbant solide, en contact avec une source chaude, il joue pour le cycle à adsorption, le rôle joué par le compresseur (aspiration et compression) dans un cycle à compression de vapeur [12].

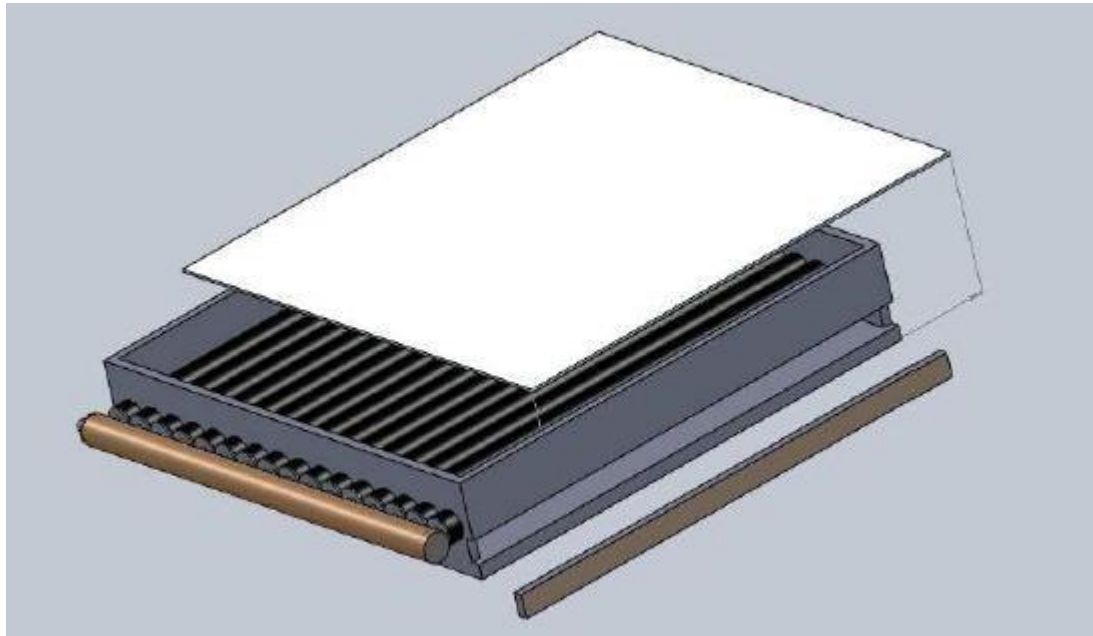


Fig.I.6 Vue du capteur-adsorbeur à tubes [10].

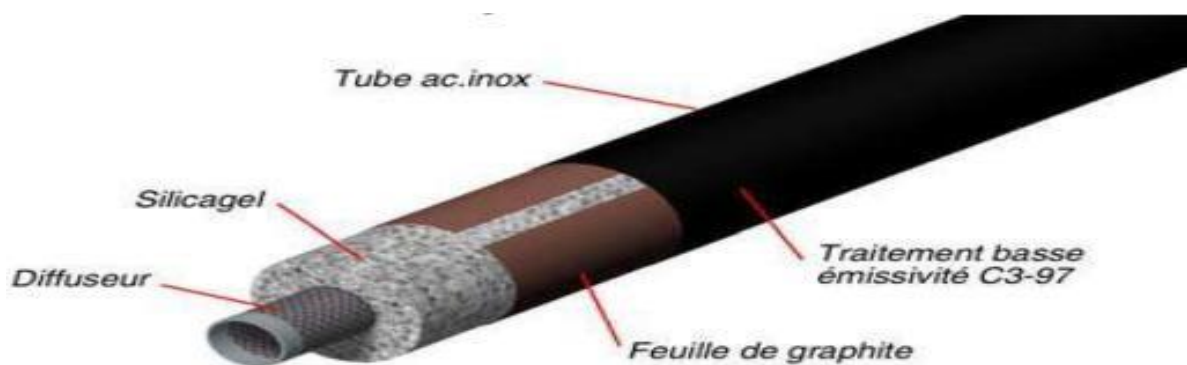


Fig.I.7 : Vue du capteur à tubes et détail de construction d'un tube [13].

I.8.3.2 Condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène passe progressivement de l'état gazeux à l'état liquide. Le fluide frigorigène transfère son énergie à un fluide secondaire dit « source chaude » à une température inférieure de quelques degrés à la température de condensation [14].



Fig.I.8 schéma de condenseur [9].



Fig.I.9 photo de condenseur [9].

I.8.3.3 Évaporateur

le fluide frigorigène passe progressivement de l'état liquide à l'état gazeux en absorbant l'énergie d'un fluide secondaire dit « source froide ». De la même manière que pour le condenseur, la puissance échangée peut s'écrire de manière différente en considérant le réfrigérant ou la fluide source [14].

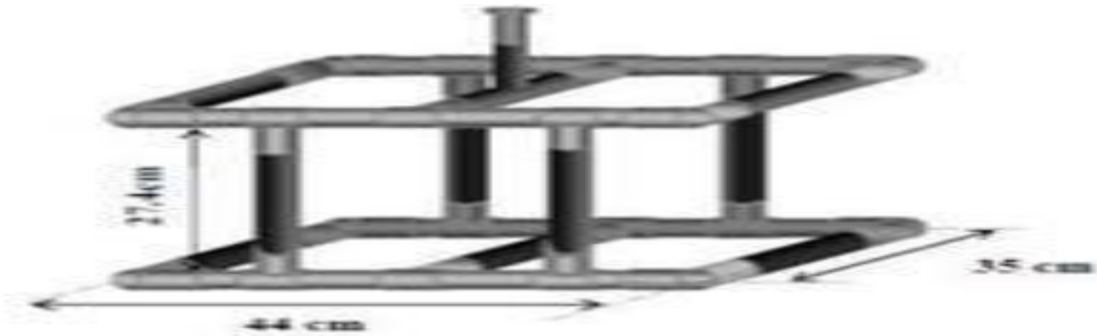


Fig.I.10 schéma d'évaporateur [9].

I.8.3.4 Chambre froide

La chambre froide représentée sur la figure (II.11) contient l'évaporateur qui permet son refroidissement pendant la phase de production de froid. Pour minimiser le transfert de chaleur entre l'ambiance et la chambre froide, cette dernière doit être isolée de quelques centimètres en utilisant la laine de verre.



Fig.I.11 photo de chambre froide [9].

La machine frigorifique comprend plusieurs sous-éléments tel que :

- a) Le réservoir : Il sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.
- b) Une vanne de détente.
- c) Deux clapets anti-retour.

I.9 Principe de fonctionnement

Au début de cycle, les vannes V_1 , V_2 et V_3 sont fermées, l'adsorbent se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat. En chauffant l'adsorbent, la pression du gaz adsorbé augmente au fur et à mesure que sa température augmente, la masse adsorbée reste constante.

Lorsque la pression atteint celle du condenseur (pression haute), la vanne V_2 s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation et le condensât est stocké dans le réservoir.

Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbent soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbent commence. Sa pression diminue et la vanne V_2 se ferme.

La vanne V_3 s'ouvre, le condensât stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression du condenseur jusqu'à celle de l'évaporateur (pression basse). Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbent atteint celle de l'évaporateur, la vanne V_1 s'ouvre et l'adsorbent qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur.

L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbent continue jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale, où l'adsorbant est saturé en adsorbat. Les vannes V_1 et V_3 se ferment et un autre cycle commence [4].

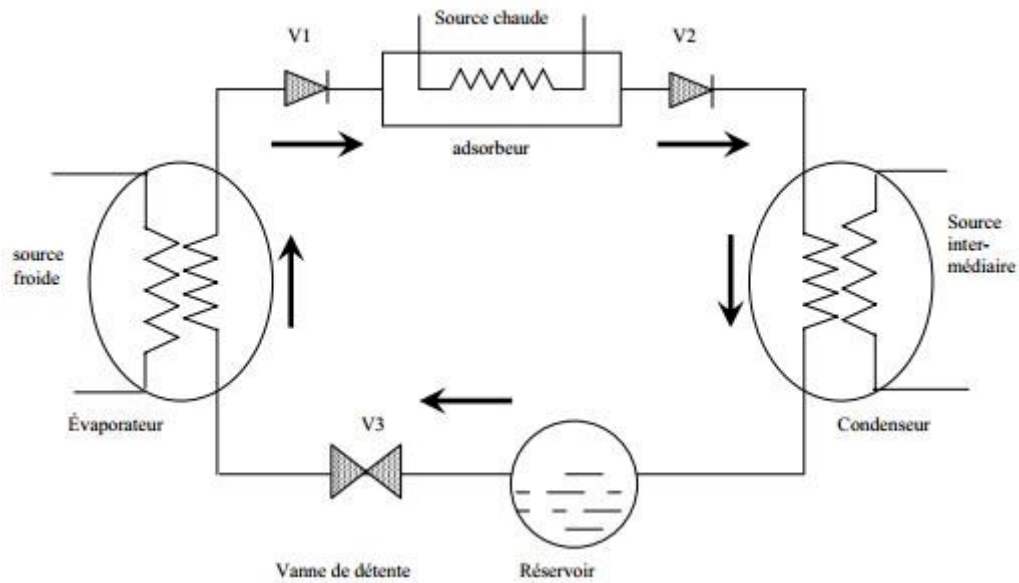


Fig.I.12 Schéma d'une machine frigorifique à adsorption [4].

I.10. Avantage et inconvénients des machines à adsorption [4]

I.10.1. Inconvénients

Inconvénients Beaucoup d'inconvénients de ces machines sont devenus des obstacles pour la réelle mise en pratique globale du procédé et qui font actuellement l'objet d'études, nous citons :

- Le coefficient de performance thermique de ces machines est limité (< 0.5). Donc ce coefficient est plus faible que ceux des systèmes à compression et à absorption.
- Fortes puissances thermiques à évacuer vers l'extérieur.
- Basses pressions de vapeur avec les frigorigènes utilisés (eau et méthanol).
- Avec l'eau, l'impossibilité de produire du froid au-dessous de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Les performances du système de captation des machines frigorifiques solaires à adsorption sont particulièrement sensibles aux conditions environnementales (vent, température ambiante et rayonnement solaire), ce qui renforce le caractère aléatoire de la production frigorifique provenant du caractère fluctuant de l'énergie solaire.
- La production discontinue de froid imposant un accumulateur externe pour le stockage de l'énergie. Cette solution permet de pallier la nature intermittente et aléatoire de l'énergie solaire, mais n'a pas encore reçu de succès économique satisfaisant. Le problème de discontinuité de production de froid peut être résolu en utilisant plusieurs adsorbents, ce qui augmente l'encombrement, le poids et le prix de la machine.

I.10.2. Avantages

Les machines frigorifiques à adsorption présentent comme avantages principaux :

- L'absence de compression mécanique, donc pas de vibrations et de bruits.
- La possibilité d'utiliser une énergie calorifique disponible et d'éviter ainsi la consommation électrique du compresseur. Donc, ce sont des machines poly-énergie (Brûleur du propane, résistance électrique, énergie solaire, ...etc.).
- La parfaite autonomie. - Le procédé classique des machines à adsorption opère avec un seul adsorbent, il présente certes l'avantage d'être simple technologiquement, ce qui lui confère les qualités de facilité d'entretien et de fiabilité dans le temps.
- L'intermittence du cycle de base associé à ces machines représente une caractéristique utile dans les applications solaires où l'énergie solaire n'est que discontinuée disponible. Ces machines sont donc parfaitement adaptables à cette énergie.
- Le fonctionnement intermittent permet de diminuer le nombre de composants du système.
- Des coûts de fonctionnement et d'entretien très réduits.
- La durée de vie de ces machines peut être longue, si l'on s'est prémuni contre la décomposition du frigorigène et contre les phénomènes de corrosion.

I.11. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu les différents éléments qui composent le système de refroidissement à adsorption ainsi que le principe de fonctionnement en mentionnant certains prototypes avec différents couples adsorbent/adsorbat et finalement on a clôturé le chapitre par les avantages et inconvénients de ce genre de systèmes.

Chapitre II

II.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter le modèle mathématique qui se base sur les différentes équations nécessaires pour calculer le coefficient de performance de la machine frigorifique à adsorption.

II.2 Principe de fonctionnement du cycle idéal

Le principe de fonctionnement d'un cycle thermodynamique adsorbant-réfrigérant est représenté d'abord pour un cycle idéal.

Un cycle idéal est un cycle théorique qui ne présente pas de résistance aux transferts de masse et de chaleur. Dans le diagramme de Clapeyron, le cycle idéal est formé par deux isostères et deux isobares (figure II.1) [15].

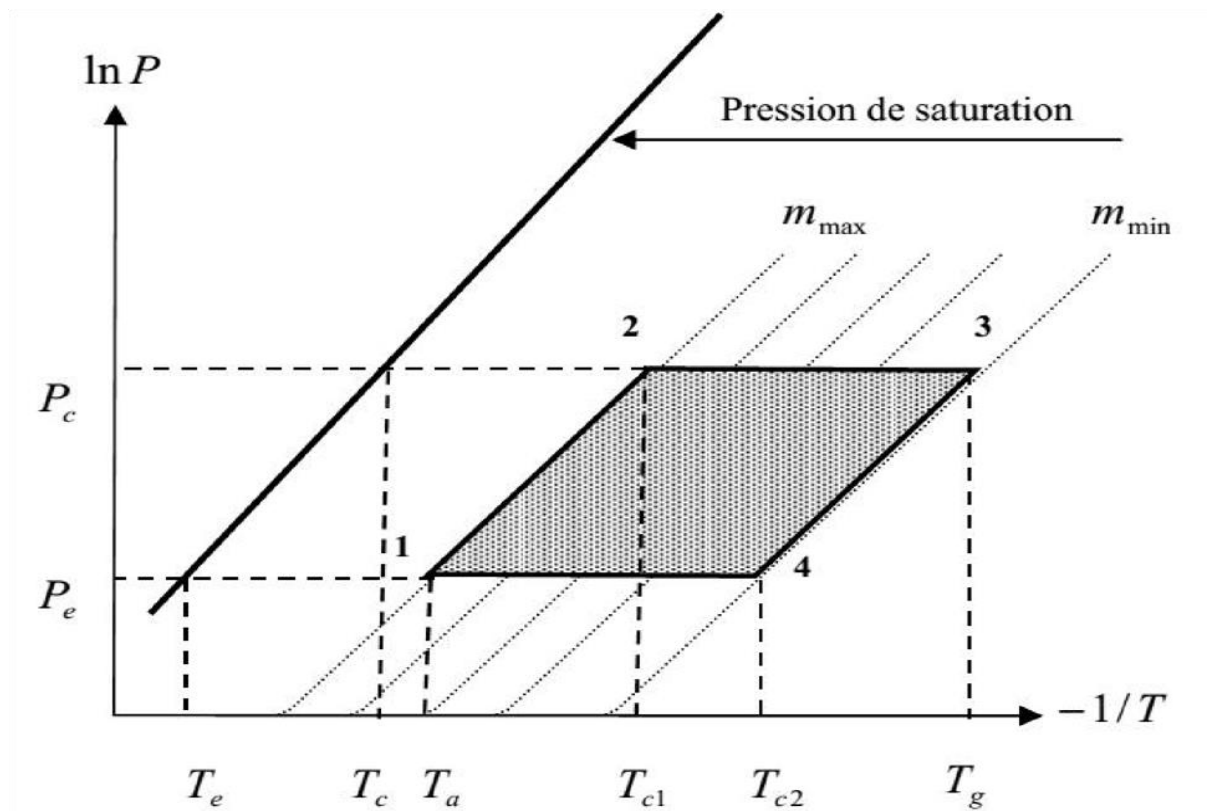


Fig. II.1 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron [4].

Nous décrivons dans les figures suivantes le principe d'un système fonctionnant avec le couple Charbon actif / méthanol. Le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement :

T_a : Température minimale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (Température d'adsorption).

T_g : Température maximale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température de régénération).

T_c : Température de condensation.

T_e : Température d'évaporation

Le trajet thermodynamique décrit par un couple adsorbant-réfrigérant lors d'un cycle est constitué des quatre 04 phases principales :

A/- Phase de chauffage isostérique

Au début du cycle (point 1), le mélange adsorbant/adsorbat est à sa température minimale T_a (température d'adsorption) et à la pression P_e (pression d'évaporation) ; à ce moment, l'adsorbeur est isolé. Sous l'effet de chauffage, la pression et la température du mélange augmentent, tandis que la masse totale du réfrigérant adsorbée reste constante le long de la transformation (1 → 2) et égale à m_{max} . Cette phase de pressurisation s'achève dès que la pression devient égale à celle qui règne dans le condenseur P_c (point 2). La température atteinte est dite température seuil de désorption T_{c1} .

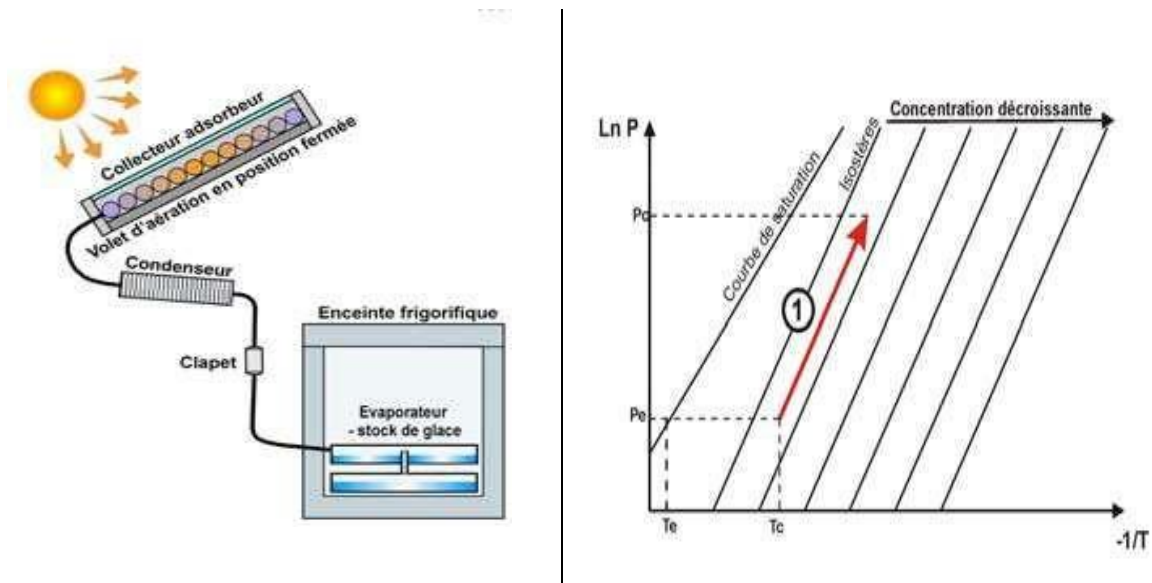


Figure (II.2) : Chauffage isostérique [16].

B/- Phase de désorption - condensation

Cette phase commence lorsque la pression du mélange dans l'adsorbent atteint la pression de condensation P_c (pression de saturation correspondante à la température de condensation), l'adsorbent est mis en communication avec le condenseur et la désorption du frigorigène commence, qui se condense dans le condenseur par la suite. L'adsorbent est alors en haute pression et suit l'isobare imposée par le condenseur. Tout en continuant le chauffage, la température du mélange dans l'adsorbent augmente jusqu'à la température maximale T_g (température de régénération) au point 3, fixée pour le cycle correspondant. Cette phase est généralement appelée régénération car c'est celle qui rend l'adsorbent propice à une nouvelle phase de production frigorifique.

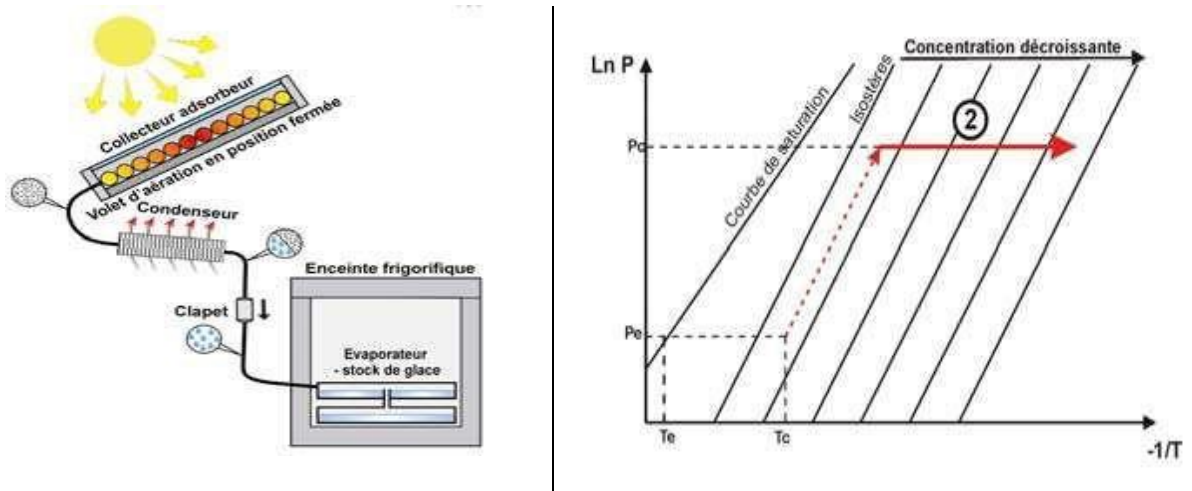


Fig. (II.3) : Désorption isostérique [16].

C/- Phase de refroidissement isostérique

Par opposition à la première phase, le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbant commence au point 3, où la température et la pression diminuent jusqu'à ce que la pression devienne égale à celle qui règne dans l'évaporateur. La température atteinte est dite température seuil d'adsorption T_{c2} (point 4). La masse totale du fluide adsorbé reste constante dans cette phase et est égale à m_{\min} .

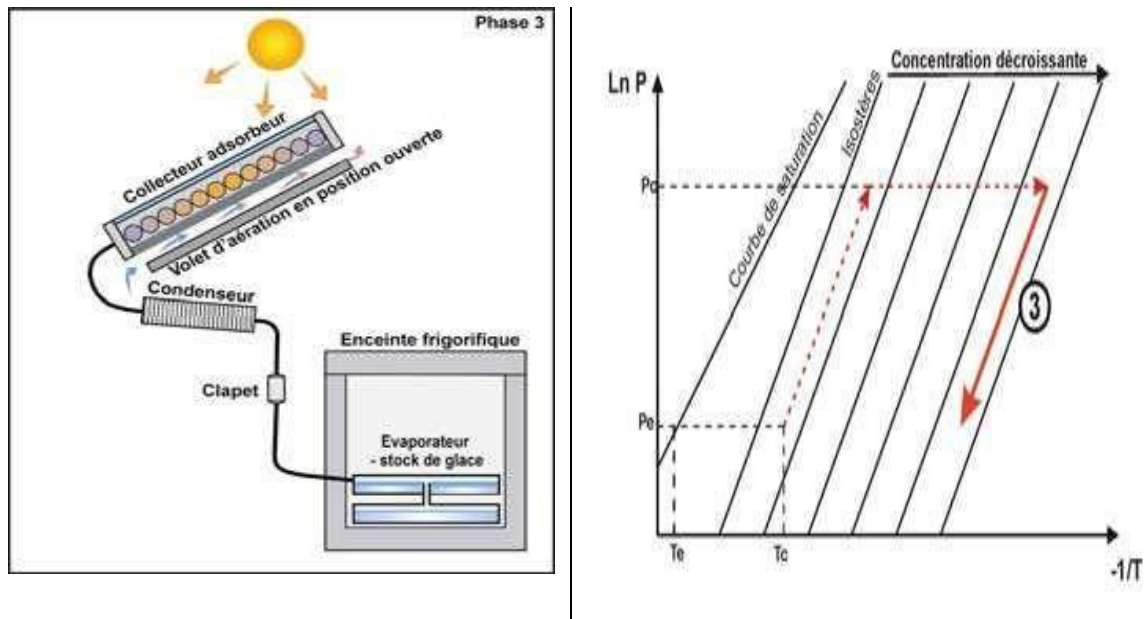


Fig. (II.4) : Refroidissement isostérique [16].

D/- Phase d'adsorption – évaporation

Cette phase est la phase motrice du cycle, pendant laquelle le froid est produit. Au point 4, commence l'évaporation du réfrigérant en produisant le froid dans l'évaporateur. La vapeur produite s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbent, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbé devienne minimale T_a , fixée pour le cycle correspondant.

Durant la transformation (4 → 1), le système suit l'isobare imposée par l'évaporateur, et qui correspond à la pression de saturation du réfrigérant à la température d'évaporation. À ce moment, la machine est prête pour un nouveau cycle.

Le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement

La conception et les choix technologiques des machines frigorifiques à adsorption sont guidés par la volonté d'une optimisation de ce quadruplet de température. Vu l'alternance des phases (désorption-condensation et évaporation-adsorption), l'évaporation n'a lieu que pendant une partie du cycle, c'est pourquoi ce cycle est appelé intermittent. Cette intermittence est synchronisée avec celle de la source énergétique solaire [12].

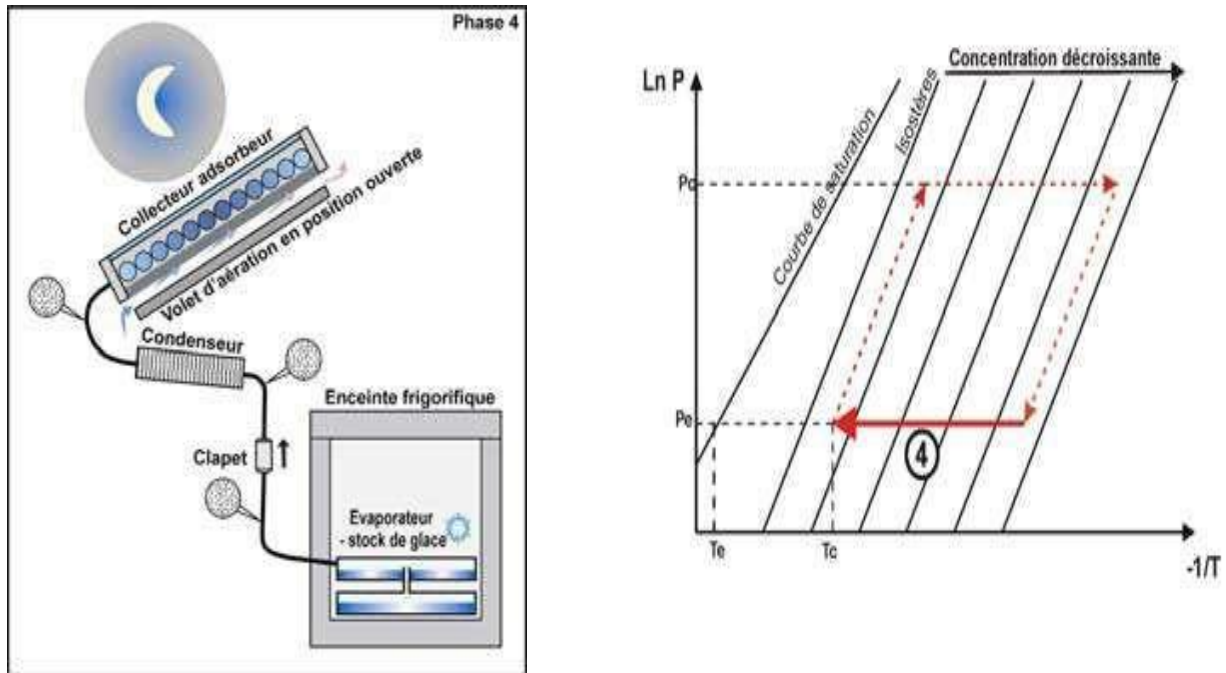


Figure (II.5) : Adsorption [16].

II.3. Equation de Dubinin-Astakhov (D-A)

L'équation de l'isotherme d'adsorption de gaz sur un solide microporeux connue sous le nom équation de Dubinin-Astakhov (D-A) est donnée par :

$$m(T, P) = W_0 P_1(T) \exp \left[-D \left(T \cdot \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right)^n \right] \quad (\text{II.1})$$

Où m est la concentration (masse adsorbé par unité de masse d'adsorbant) ; W_0 est la capacité d'adsorption maximale (volume d'adsorbat / masse d'adsorbant) ; est la masse spécifique de l'adsorbat liquide ; D est le coefficient d'affinité ; n est un paramètre caractéristique de la paire adsorbant-adsorbat. P_s Pression de saturation de l'adsorbat

II.4. Coefficient de performance d'une machine frigorifique à adsorption solaire

Dans le cadre de l'optimisation de la machine, une étude thermodynamique de fonctionnement sera discutée. Le modèle qui sera développé dans cette partie est un modèle statique, 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 [17].

L'efficacité de la machine est traduite par le coefficient de performance thermique COP_{th} , ce coefficient n'a pas de sens physique, mais il est utile pour décrire le fonctionnement de telle machine, il est donné par [17] :

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (\text{II.2})$$

Q_f : est la production frigorifique ou la quantité de froid produite à l'évaporateur.

Q_c : est la quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur.

Le COP_{th} calculé dans cette partie est un COP thermique thermodynamique, c'est-à-dire qu'il prenne en compte les bilans sur l'adsorbant, l'adsorbat et les parties métalliques de l'adsorbeur. Mais, le COP_{th} réel d'un tel cycle tient compte des bilans thermiques sur l'adsorbeur et sur les différents organes de la machine frigorifique à adsorption (condenseur et évaporateur). [17] Les quantités de chaleur mises en jeu dans le cycle seront directement calculées par l'intermédiaire de la relation de (D-A), où aucune simplification ne sera effectuée [17].

II.5. Détermination des températures de début désorption

La définition du cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption est achevée lorsque le point critique (seuil) de ce cycle sont déterminé et défini (T_{s1}). Cependant dans le calcul du coefficient de performance thermique nous n'avons besoin que de la température seuil de désorption T_{s1} est plus convenable dans les calculs des performances des pompes à chaleur. La température seuil de désorption T_{s1} est définie comme étant la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur [12].

Pour obtenir les relations analytiques entre T_{s1} avec la température de d'évaporation T_e , nous devons tenir compte de la supposition de deux isoptères pendant les phases (1 → 2) (voir la figure (II-1), on obtient : [12]

$$m(T_a, P_e) = m(T_{c1}, P_s) \quad (\text{II.3})$$

$$m(T_g, P_c) = m(T_{c2}, P_e) \quad (\text{II.4})$$

Par l'application de l'équation (II.1) au l'équation (II.3), on obtient respectivement :

$$\rho_1(T_a) \exp \left[-D \left(T_a \ln \left(\frac{P_s(T_a)}{P_e} \right) \right)^n \right] = \rho_1(T_{s1}) \exp \left[-D \left(T_{c1} \ln \left(\frac{P_s(T_{s1})}{P_c} \right) \right)^n \right] \quad (\text{II.5})$$

$$\rho_1(T_a) \exp \left[-D \left(T_a \ln \left(\frac{P_s(T_a)}{P_e} \right) \right)^n \right] = \rho_1(T_{s2}) \exp \left[-D \left(T_{c2} \ln \left(\frac{P_s(T_{s2})}{P_c} \right) \right)^n \right] \quad (\text{II.6})$$

Pour obtenir la température T_{s1} , nous devons résoudre l'équation (II.5). On donne des valeurs la température T_{s1} dans un intervalle $[T_a, T_{c1\max}]$, où $T_{s1\max}$ est la valeur maximum de T_{s1} (arbitrairement choisie) et chaque fois, on compare les valeurs de la masse adsorbée calculée correspondant à des valeurs de température données précédemment, à (T_a, P_e) jusqu'à l'obtention de la valeur de T_{c1} correspondant à $m(T_a, P_e) = m(T_{c1}, P_c)$ [12].

II.6. Quantités de chaleur consommées par les différents composants de la machine

II.6.1. Expression de Q_f

La quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f est donnée par [13] :

$$Q_f = M_a \Delta m \left[L \left((T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_{p1}(T) dT \right) \right] \quad (\text{II.7})$$

Le premier terme de cette équation représente la chaleur extraite pour l'évaporation du réfrigérant à la température d'évaporation T_e . Le second terme représente la chaleur sensible nécessaire pour amener le condensât de sa température de condensation à celle d'évaporation T_e .

Où : L et C_p représentent, respectivement la chaleur latente d'évaporation et la chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide. [14] m_a est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbent.

$$\Delta m = m_{\max} - m_{\min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \quad (\text{II.8})$$

m_{\max} est la masse adsorbée correspondante à la température d'adsorption T_a et la pression d'évaporation P_e (voir figure (II.1)), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov. m_{\min} est la masse adsorbée correspondante à la température de régénération T_g et la pression de condensation P_c (voir figure (II.1)), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov [14].

II.6.2. Expression de Q_c

L'adsorbeur reçoit l'énergie de la source chaude dont une partie sera utilisée pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbeur, une autre partie sert à chauffer l'adsorbant et l'adsorbat et le reste servant à la désorption.

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (\text{II.9})$$

Q_1 , Q_2 et Q_3 sont des chaleurs sensibles, respectivement utilisées pour le chauffage de l'adsorbant, des parties métalliques de l'adsorbeur et de l'adsorbat.

Q_{des} est la chaleur nécessaire à la désorption correspondant à la masse de l'adsorbat désorbée.

Dans toute la suite de ce chapitre, nous admettons l'hypothèse d'incompressibilité des liquides et des solides, qui conduit à : $C_p = C_v$.

C_p est la chaleur spécifique à pression constante.

C_v est la chaleur spécifique à volume constant.

II.6.3. Chaleur sensible de l'adsorbant (Q_1)

Q_1 est la chaleur nécessaire pour porter la température de l'adsorbant solide de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par [13] :

$$Q_1 = ma \int_{T_e}^{T_c} C_{p1}(T) dT = ma C_{p1} (T_g - T_a) \quad (\text{II.10})$$

Ma : est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur. C_{p1} : est la chaleur la capacité calorifique De l'adsorbant.

II.6.4. Chaleur sensible des parties métalliques (Q_2)

Q_2 est la chaleur nécessaire pour porter la température des parties métalliques de l'adsorbeur de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par [13] :

$$Q_2 = mg \int_{T_a}^{T_g} C_{p2} dT = mg C_{p2} (T_g - T_a) \quad (\text{II.11})$$

mg : est la masse des parties métalliques de l'adsorbeur

C_{p2} : est la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbeur.

mg représente la capacité calorifique des parties métalliques de l'adsorbeur.

II.6.5. Chaleur sensible de l'adsorbat (Q_3)

Q_3 est la chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbat de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par [12] :

$$Q_3 = ma \left(m_{\max} \int_{T_a}^{T_g} C_{p1}(T) dT + \int_{T_a}^{T_g} m(T) C_{p1}(T) dT \right) \quad (\text{II.12})$$

$m(T)$ est la masse adsorbée à la température T et à la pression de condensation P_c , (phase (2→3) de la figure (II-1)), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov.

II.6.6. Chaleur de désorption (Q_{des})

La désorption se fait sur le trajet (2→3) où les points 2 et 3 (figure II-1) correspondent respectivement, aux températures T_{s1} et T_g . La chaleur de désorption est donnée par [13] :

$$Q_{des} = ma \cdot n \cdot D \int_{T_a}^{T_g} m(T) T^n \left(\ln \frac{p_s(T)}{p_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2(T)}{RT^2} \quad (\text{II.13})$$

Où : q_{st} est la chaleur isostérique d'adsorption, définie par l'équation suivante :

$$q_{st} = L(T_c) + RT \cdot \ln \left(\frac{p_s(T)}{p_c} \right) + \left[\frac{\alpha RT}{nD} \right] \left[T \cdot \ln \left(\frac{p_s}{p_c} \right) \right]^{(1-n)} \quad (\text{II.14})$$

II.7. Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier le calcul numérique des équations ci-dessus, on va considérer les hypothèses simplificatrices suivantes [13] :

- La variation de la capacité massique calorifique C_{p1} de l'adsorbat en fonction de température est négligeable.
- La chaleur de désorption Q_{des} , est égale à la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f .
- Négligent de transfert thermique dans la couche de cuivre.
- La perte de chaleur est négligeable dans l'adsorbeur.

Donc les équations (II.7), (II.12) et (II.13) deviennent respectivement :

$$Q_f = ma\Delta m[L(T_e) - Cp_1(T_c - T_e)] \quad (\text{II.15})$$

$$Q_3 = ma(m_{\max}Cp_1(T_g - T_a) + \Delta m.Cp_1(T_g - T_a)) \quad (\text{II.16})$$

$$Q_{\text{des}} = Q_f = ma\Delta m[L(T_e) - Cp_1(T_c - T_e)] \quad (\text{II.17})$$

II.8. Conclusion

Les équations présentées dans ce chapitre représentent notre modèle mathématique qui va être transféré en modèle numérique à l'aide de l'outil MS Excel afin de calculer le coefficient de performance COP de la machine frigorifique à adsorption. Les résultats obtenus seront traités dans le chapitre 3.

Chapitre III

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous avons défini un modèle mathématique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin - Astakhov et d'autre part sur les différentes quantités de chaleur échangées pendant le cycle thermodynamique (de Clapeyron) de la machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/ Méthanol.

Le calcul numérique du modèle défini pour le cycle de base de Clapeyron associé à cette machine est réalisé au moyen d'un programme basé sur un fichier MS Excel. Le calcul a permis de mettre en relief l'influence des différents paramètres sur la quantité de froid produite ainsi que les quantités de chaleurs consommées par les différents composants de l'adsorbeur et sur le coefficient de performance de la machine (COP).

III.2. Propriétés physiques du couple adsorbant-adsorbat sélectionné

L'adsorbant sélectionné charbon actif AC35 avec l'adsorbat méthanol va aussi subir à un échauffement et à un refroidissement pendant le cycle de Clapeyron permettant la variation de sa température, donc la connaissance de ses propriétés physiques en présence du méthanol comme adsorbat est très importante pour le calcul de la quantité de chaleur récupérée ou dégagée par ce solide (Voir tableau (III.2)).

Tableau (III.1) : Propriétés physiques de charbon actif AC35 [19].

N	D	W0	Cp (kJ/kg/K)
2.15	5,02E-07	4.25e-04	0,92

III.3. L'influence des températures de fonctionnement

Ce paragraphe rend compte de la sensibilité de trois quantités du cycle : Q_c , Q_f et COP_{th} aux températures de fonctionnement T_g , T_c , T_e et T_a , respectivement :

Dans ce qui suit dans ce paragraphe, nous admettons les données suivantes : le couple charbon actif AC-35/méthanol comme couple adsorptif, le cuivre comme matériaux de construction de l'adsorbeur et $m_g = 5 \text{ kg}$ sa masse et $m_a = 1 \text{ kg}$ comme masse de l'adsorbant. La chaleur spécifique de l'adsorbant et de l'adsorbeur sont respectivement :

$Cp_2 = 920 \text{ KJ /kg K}$ [49] et $Cp_w = 380 \text{ KJ /kg K}$. Les estimations de la pression de vapeur saturante, de la chaleur spécifique et la chaleur latente du méthanol sont données par R. C. Weast [14] et A. Bejan, A. D. Kraus [16].

III.4. L'influence de la température de régénération

Rappelons que la température de régénération du cycle T_g est définie comme la température maximale atteinte par l'adsorbant à la fin de la phase de désorption - condensation. De ce fait, la gamme de sa variation est beaucoup plus grande que les autres températures de fonctionnement du cycle. Donc, cette température à l'effet le plus important sur la performance du système. En fixant la température d'adsorption $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, la température de condensation $T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, la température d'évaporation $T_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ et en faisant varier T_g .

III.4.1 Influence de la température de régénération T_g sur la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_c et la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f

Nous présentons dans la figure (IV-14) l'effet de la température de régénération T_g sur la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_c et la quantité de froid produite à l'évaporateur $Q_{f,on}$ remarquons dans la figure (III.1) que l'augmentation de la température de régénération permet d'optimiser la chaleur fournie à l'adsorbeur Q_c et la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f mais la chaleur fournie au système Q_c augmente plus que la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f [1] (voir figure III.1).

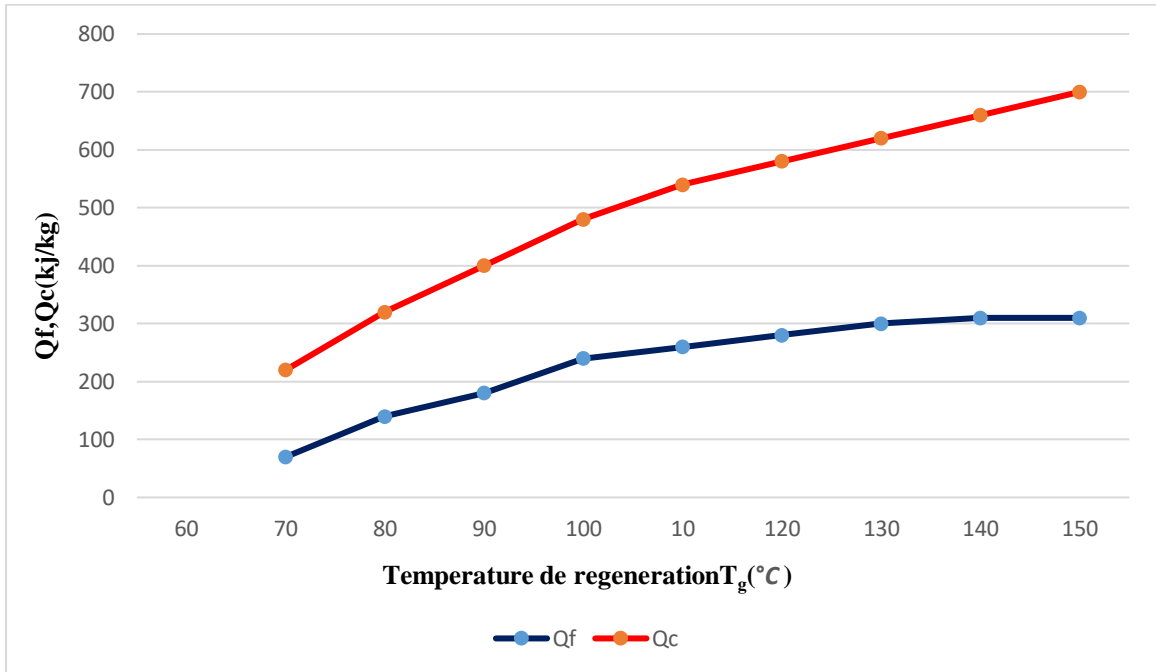


Figure III.1 : Variation de la chaleur totale fournie à l'adsorbent Q_c et la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f en fonction de la température de régénération T_g . ($T_a = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_e = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $m_g = 5\text{ kg}$).

III.4.2 L'influence des différentes chaleurs sensibles et de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération T_g

Nous présentons dans la figure (III.2) l'effet de la température de régénération T_g sur les différentes chaleurs sensibles et la chaleur de désorption. Nous constatons que T_g a le moins effet sur la chaleur sensible utilisée pour le chauffage de l'adsorbat et le plus d'effet sur la chaleur de désorption. Son effet sur les chaleurs sensibles utilisées pour le chauffage de l'adsorbant et les parties métalliques de l'adsorbent n'est pas négligeable.

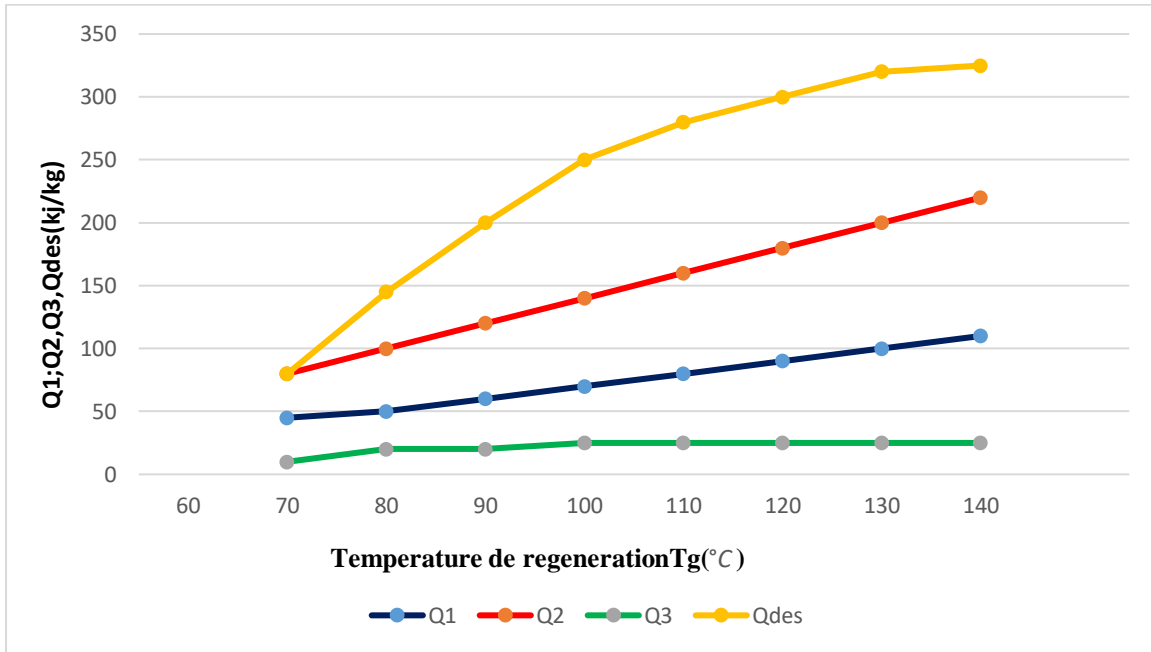


Figure III.2: Variation des différentes chaleurs sensibles et de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération T_g .

($T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ et $m_g = 5 \text{ kg}$)

III.4.3 Influence de la température de régénération T_g sur le COP de la machine

C'est constaté que la variation de T_g s'accompagne avec une variation de COP. Nous présentons dans la figure (III.3) la variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de T_g . Le COP_{th} croît avec T_g jusqu'à un maximum atteint pour une température optimale notée $T_{g \text{ max}}$ égale à $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Pour des températures supérieures à cette valeur le COP_{th} décroît. Ce comportement peut être justifié par le fait qu'après une certaine température de régénération T_g maximum, l'énergie de chauffage ne sert qu'à augmenter la température du charbon actif AC-35, la température des parties métalliques de l'adsorbent et la température du méthanol, néanmoins la masse de méthanol désorbée m_{min} devient de plus en plus faible, où la chaleur fournie au système Q_c augmente plus que la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f (voir figure III.1).

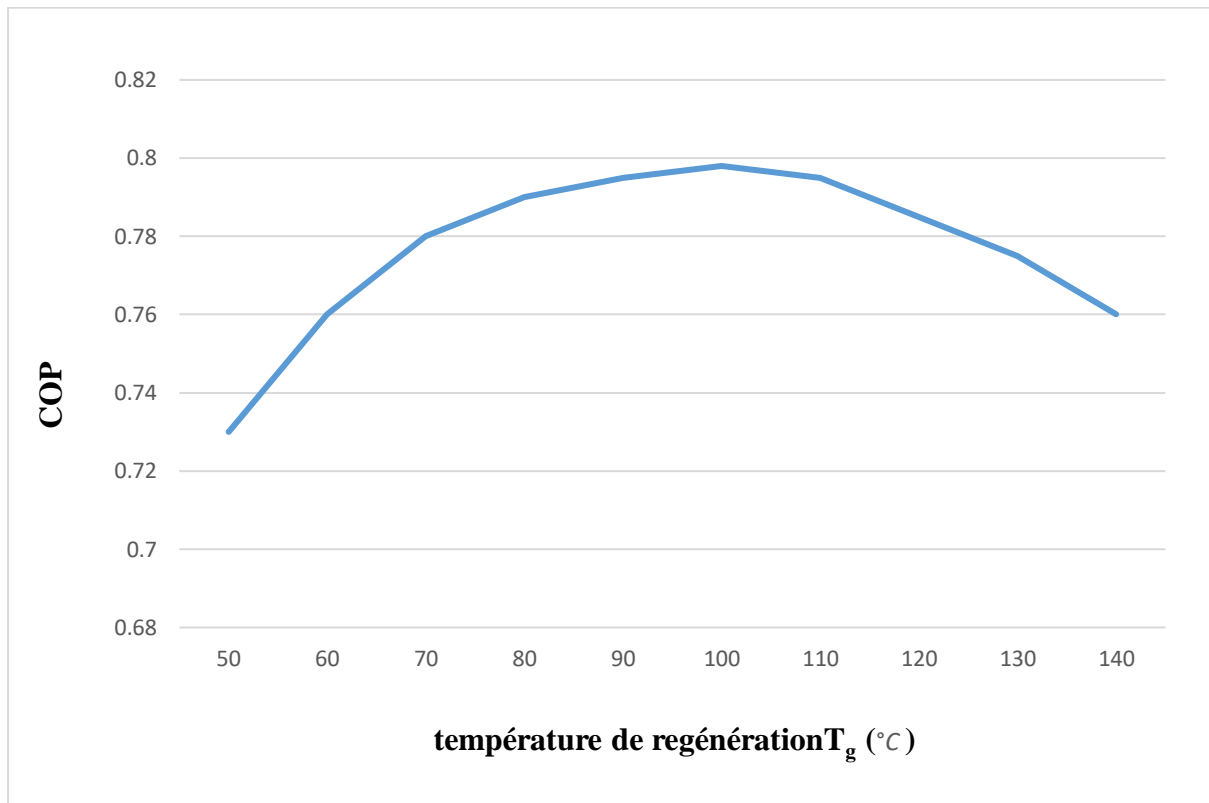


Figure III.3 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_g pour ($T_a = 25$ °C, $T_c = 30$ °C, $T_e = 0$ °C).

III.5. Influence de la température d'évaporation T_{ev} sur le COP de la machine

L'augmentation de la température d'évaporation T_e permet d'optimiser la performance de la machine comme le montre la figure (III.4). Car la température T_e plus élevée réduit la quantité de chaleur nécessaire pour rendre le méthanol de la température T_c à la température d'évaporation T_e pendant la phase d'évaporation, ce qui augmente la quantité de froid produite Q_f .

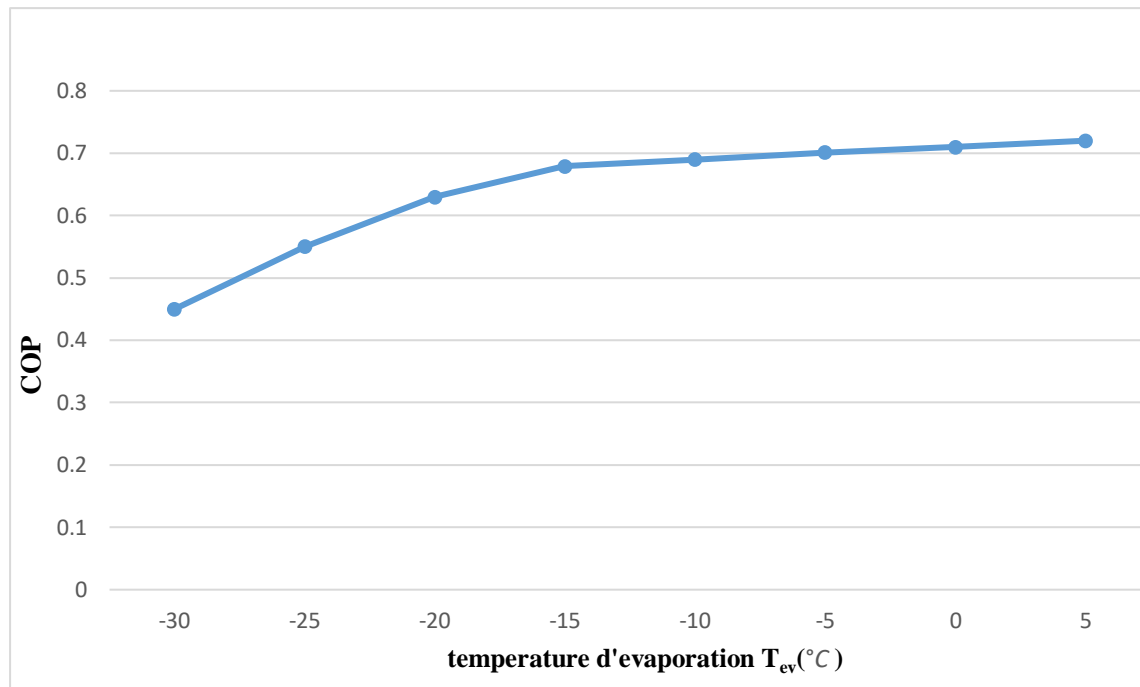


Figure III.4 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_{ev} pour ($T_a = 25$ °C, $T_c = 30$ °C, $T_g = 80$ °C).

III.6. Influence de la température de condensation T_c sur le COP de la machine

L'augmentation de la température de condensation T_c permet de diminuer la performance de la machine comme le montre la figure (III.5). Car la température T_c plus basse réduit la quantité de chaleur nécessaire pour rendre le méthanol à la température d'évaporation T_e pendant la phase d'évaporation, ce qui augmente la quantité de froid produite Q_f .

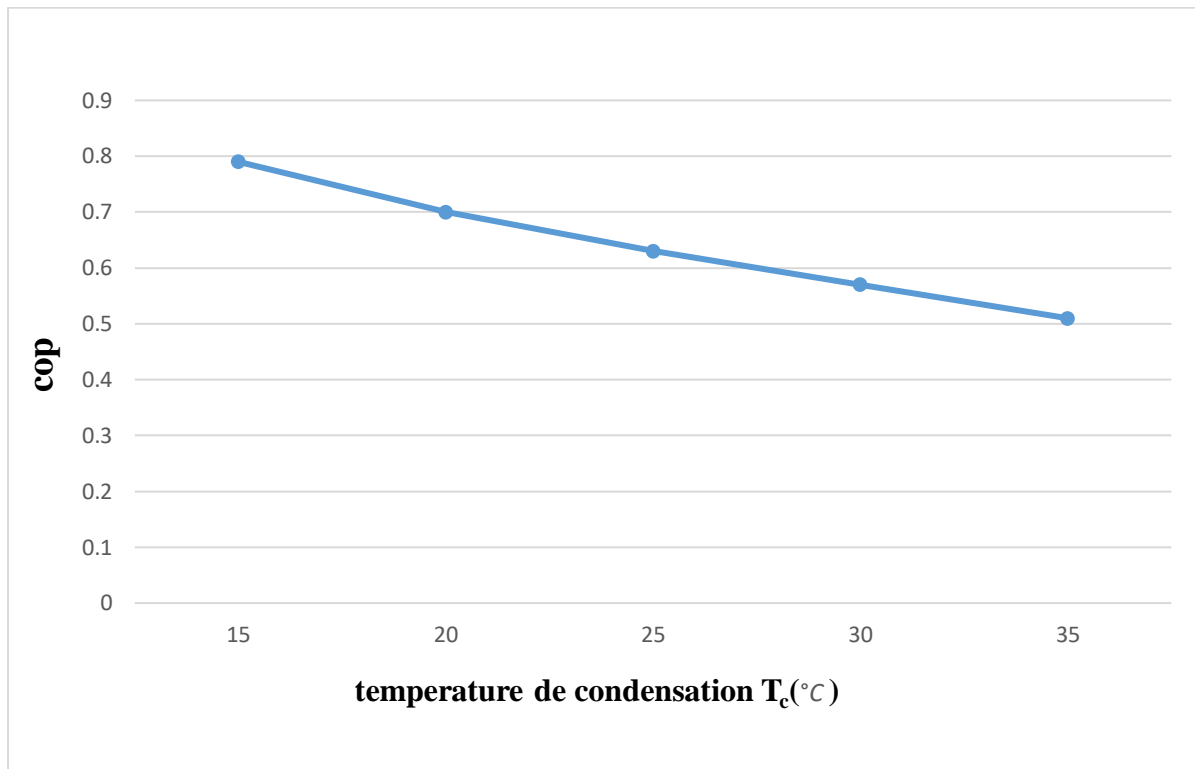


Figure III.5 : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_c pour ($T_a = 25$ °C, $T_g = 80$ °C, $T_e = 0$ °C).

III.7. Influence de la température d'adsorption T_a sur le COP de la machine

L'augmentation de la température d'adsorption T_a permet de diminuer la performance de la machine comme le montre la figure (III.6). Car l'échauffement à partir d'une température T_a plus réduite nécessite une quantité de chaleur importante pour échauffer l'adsorbent jusqu'à la température T_g pendant la phase d'échauffement, ce qui augmente la masse désorbée et par la suite Q_f .

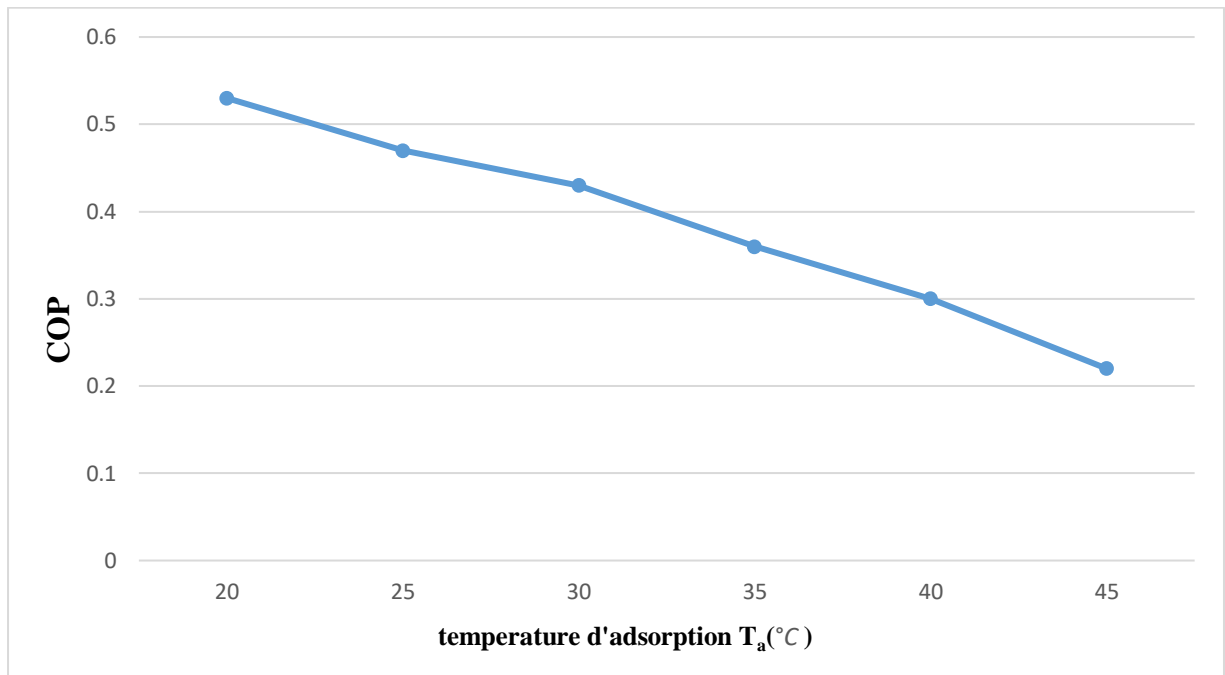


Figure III.6: Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_a pour ($T_c = 30$ °C, $T_g = 80$ °C, $T_e = 0$ °C).

III.8. Conclusion

Les températures du cycle d'une machine frigorifique à adsorption ayant une influence importante sur la performance de production froid. Alors la sélection de ces paramètres peut être la clé principale pour optimiser la réfrigération à adsorption.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Les machines frigorifiques à adsorption permettent de couvrir les besoins frigorifiques sur une large plage de température. Elles ont de nombreux avantages (simplicité, fiabilité et utilisation de diverses sources d'énergie, etc...) mais souffrent encore, en comparaison avec les systèmes à compression, d'une efficacité énergétique faible. Ce travail a été conduit dans le but d'améliorer l'efficacité de la machine.

Le développement de la technologie des machines frigorifiques à adsorption peut être effectué par des études expérimentales d'une part et par la modélisation mathématique d'autre part. Cette dernière méthode économique est facile à mettre en œuvre pour simuler les variations des différents paramètres. Elle nécessite cependant que l'on effectue des comparaisons entre ses prévisions et les résultats expérimentaux correspondants.

Une étude de performance d'une machine frigorifique à adsorption solaire fonctionnant par le couple charbon actif AC35-méthanol et alimentée par l'énergie solaire a été réalisée. Le modèle mathématique présenté est développé en modèle numérique au moyen du programme MS Excel. Le calcul a permis de suivre l'allure de COP de la machine en fonction des températures du cycle de fonctionnement. Les résultats ont montré que le COP ayant une sensibilité pour les températures du cycle, à savoir : température de régénération T_g , température d'adsorption T_a , température de condensation T_c et température d'évaporation T_e . L'augmentation de T_g s'accompagne avec une augmentation de COP pour une valeur maximale de 79% correspondant à $T_g=100^\circ\text{C}$. La performance optimale est obtenue seulement pour une certaine valeur de T_g et la continuation d'échauffement n'a aucun sens pour des valeurs maximales de T_g . Le bon échauffement de l'adsorbeur ayant un intérêt sur l'augmentation de la capacité de l'adsorbant pour adsorber du méthanol en évaporant une quantité maximale qui se traduit sous forme de Q_f élevée. La température de condensation T_c plus basse ou la température d'évaporation plus élevée diminue la quantité de chaleur nécessaire pour rendre le méthanol à la température d'évaporation T_e pendant la phase d'évaporation, ce qui augmente la quantité de froid produite Q_f . L'échauffement à partir d'une température T_a plus réduite optimise la production du froid.

Références Bibliographiques

Reference bibliographiques

- [1] R.E. Critoph, "Adsorption refrigerator using activated carbon-ammonia", International Journal of Refrigeration, Vol. 20, pp. 146-155, (1997).
- [2] A. Malesherbes. Aperçu sur l'Histoire de la Production du Froid
- [3] K. benlouanas étude de faisabilité d'un local de conservation de dattes basé sur l'énergie solaire. Application à la région de Biskra
- [4] W. Chekirou, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp 48-50, (2008)
- [5] M. Billel. Mémoire magister < Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation >. 2013 .pp-09
- [6] L. M. SUN, F. Meunier, Adsorption. Aspects théoriques, J 2 730 Techniques de l'Ingénieur, 2003, pp 1-20
- [7] M. Chahid, contribution à l'étude des machines thermiques à adsorption, Thèse de troisième cycle, 1985, I. N. P. L, Nancy France.
- [8] H. M. Benabdellah : Etude Expérimentale de Production Frigorifique par Adsorption Solide: Application à la Conception d'une Plateforme de Tri génération à partir de Biomasse en Milieu Rural
- [9] A. Errougani, thèse de doctorat d'état < fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif- méthanol dans le site de rabat, 23 juin 2007
- [10] H Boushaba et al dimensionnement et réalisation d'une machine frigorifique solaire à adsorption d'ammoniac sur charbon actif.
- [11] V. GC, Law MB, Lithgow RA, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling
- [12] B. N Etude de la performance d'une machine frigorifique à adsorption alimentée par l'énergie solaire, 2016.
- [13] B. Zoubir modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption 2007
- [14] A. M. Amziane, étude comparative entre les systèmes de climatisation classique et solaire, application à la climatisation d'un immeuble, 2013-2014

- [15] A. Mimet «Etude Theorique et experimentale d'une machine Frigorifique a adsorption d'Ammoniac sur Charbon Actif >>, these de doctorat, faculte polytechnique de Mons (Belgique) 1991
- [16] Hildbrand Catherine et al, A new solar powered adsorption refrigerator with high performance, Solar Energy, Volume 77, Issue 3, September 2004
- [17] E. Passos, Etude des couples Charbon actif – Méthanol et de leur application à la réfrigération solaire PhD. Thesis, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland 1986.

Résumé :

L'effet des températures limites du cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption solaire fonctionnant par le couple charbon actif AC35-méthanol sur le coefficient de performance thermique COP_{th} a été étudié numériquement au moyen du programme MS Excel. Les résultats ont montré que le COP_{th} ayant une sensibilité pour les températures du cycle, à savoir : température de régénération T_g , température d'adsorption T_a , température de condensation T_c et température d'évaporation T_e . Cette étude serait d'un apport appréciable pour optimiser les techniques d'échauffement et de refroidissement de ces machines frigorifiques afin d'améliorer leur performance.

Mots clé : Adsorption solaire- Couple AC35/méthanol-Machine frigorifique-Performance – énergie solaire- froid-

Abstract :

The effect of the temperature limits of the thermodynamic cycle of a refrigerating machine solar adsorption driven torque activated AC35-methanol on thermal performance coefficient COP_{th} studied numerically using the MS Excel program. The results showed that the COP_{th} with a sensitivity for the cycle. temperatures: regeneration temperature T_g , adsorption temperature T_a , condensing temperature T_c and evaporation temperature T_e . This study would be a substantial contribution to optimize heating and cooling of the refrigeration equipment techniques to improve their performance.

Key words: solar Adsorption - Couple AC35/methanol-Machine cooling Performance – solar energy-cold.

الملخص :

دراسة تشغيل آلة التبريد بالامتزاز عرضت عن طريق التحليل الترموديناميكي الكلاسيكي للموازات الحرارية المستعملة أثناء الأطوار الأربعة للدورة ودراسة تأثير درجات الحرارة الحدودية لآلة التبريد الامتزاز بالطاقة الشمسية مستعملين الثنائي فحم منشط / ميثانول كثنائي امتزاز (ماز / ممتز) باستخدام برنامج اكسل. وأظهرت النتائج أن COP_{th} مع حساس للدورة، أي درجات الحرارة: درجة الحرارة التجدد، درجة حرارة الامتزاز، درجة حرارة التكثيف، ودرجة حرارة التبخير، ان هذه الدراسة ستكون مساهمة كبيرة في تحسين تدفئة وتبريد تقنيات معدات التبريد لتحسين أدائها.

الكلمات المفتاحية: الامتزاز الشمسية - زوجين AC35 / الميثانول- آلة التبريد- أداء آلة التبريد- الطاقة الشمسية – التبريد.