

REPUBLIQUE ALGERIENNE POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE KASDI MERBAH – OUARGLA –



FACULTE DES SCIENCES APPLIQUEES

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Présenté par :

OSMANE ALI BABA

Thème:

**Dimensionnement d'une machine frigorifique à
adsorption alimentée par énergie solaire**

Soutenu publiquement : le 29 Mai 2017

Devant le Jury :

Mr : ACHOURI Elhadj	MAA	UKM Ouargla	Président
Mr : DERNOURI Mohamed	MAA	UKM Ouargla	Examineur
Mr : CHERRAD Noureddine	MAA	UKM Ouargla	Encadreur

Année universitaire : 2016/2017

Remerciement

Je remercie « ALLAH » le tout puissant qui me donné sagesse et santé

pour faire ce modeste travail.

J'adresser mes remerciements

Dédicace

Il existe dans le monde des êtres chers, à qui nous leurs devons presque tout, et qui compte beaucoup pour nous; et rien ne pourrait être accompli pour leur rendre tout ce qu'ils nous ont apporté dans la vie.

Je voudrais dédier ce modeste travail à:

Mes Parents,

Mes frères,

Toute ma grande famille,

Ainsi qu'à tous mes amis.

Sommaire

Nomenclature [14]	186
Liste des figures	I
Liste de tableaux	II
Introduction générale	1
Chapitre I : historique de système frigorifique	
I.1 Généralité et l'apparition des divers systèmes frigorifiques pendant le temps.....	2
I.2 Systèmes mécano-frigorifiques.....	2
I.2.1 Systèmes à compression de vapeur.....	2
I.2.2 Systèmes utilisant des cycles à gaz.....	4
I.3 Systèmes thermoélectriques.....	4
I.4 Systèmes thermo-frigorifiques.....	5
I.4.1. Systèmes frigorifiques continus à absorption.....	5
I.4.2 Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques.....	5
I.5. Système frigorifique à éjection.....	6
I. Conclusion	6
Chapitre II : Etude bibliographique	
II. Introduction	7
II.1. Description du phénomène d'adsorption	7
II.2. Manières des phénomènes d'adsorption.....	7
II.2. l'adsorption chimique	8
II.2. l'adsorption physique	8
II.3. Définitions	8

Π.3.1. Adsorbant	8
Π.3.2. Adsorbat	9
Π.4. Critères de choix du couple Adsorbant/Adsorbat	10
Π.4.1. Pour l'adsorbant	10
Π.4.2 Pour l'adsorbat	10
Π. 4.3. Critères thermodynamique	11
Π. 4.4. Critères technique	11
Π. 4.5. Critères de sécurité	11
Π.5. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption	12
Π. 5.1. Prototype utilisant le couple zéolithe- eau	12
Π.5.2 Prototype utilisant le couple charbon actif – méthanol	13
Π.5.3 Prototype utilisant le couple gel de silice –eau	15
Π. 5.4. Prototype utilisant le couple charbon actif- ammoniac	15
Π. 6. Description d'une machine frigorifique à adsorption solaire	16
Π. 6.2. Fonctionnement de la machine à adsorption	16
Π.6.3.Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption	18
Π. 6.4. Éléments de machine frigorifique adsorption	20
Π 6.3.1 Adsorbeur	21
Π. 6.4.2 Condenseur	22
Π 6.4.3 Évaporateur	23
Π.6.4.4 Chambre froide	23
Π.6.4.5 Sous éléments	24

II.6.5. Principe de fonctionnement.....	24
II.7. Avantage et inconvénients des machines à adsorption.....	25
II.7.1. Inconvénients.....	25
II.8.2 Avantages.....	26
II.9 Conclusion	26
 Chapitre III : présentation les modèle mathématique et le cycle pour étude la machine	
III.1. introduction	27
III.2. Principe de fonctionnement du cycle idéal.....	27
III.2.1. Phase de chauffage isostérique (1 → 2).....	27
III.2.2. Phase de désorption - condensation (2 → 3).....	28
III.2.3. Phase de refroidissement isostérique (3 → 4).....	28
III.2.4. Phase d'adsorption – évaporation (4 → 1).....	28
III.3. Equation de Dubinin-Astakhov (D-A).....	30
III.4. Coefficient de performance d'une machine frigorifique à adsorption solaire.....	30
III.5. Détermination des températures de début désorption	31
III.6. Quantités de chaleur consommées par les différents composants de la machine.....	32
III.6.1. Expression de Q_f	32
III.6.2. Expression de Q_c	33
III.6.3. Chaleur sensible de l'adsorbant (Q_1)	33
III.6.4. Chaleur sensible des parties métalliques (Q_2).....	33
III.6.4.. Chaleur sensible de l'adsorbat (Q_3).....	34
III.6.6. Chaleur de désorption(Q_{des})	34

III.6. Hypothèses simplificatrices	34
III.7. Détermination de température de la régénération.....	35
III. Conclusion	35
Chapitre IV : Résultats et discussion	
IV.1. Introduction	36
IV.2. influence de la température de régénération T_g sur la COP de la machine:.....	36
IV.3. influence du rayon (R_2) des tubes d'adsorbeur sur la température régénération T_g de la machine:	37
IV.4. variation de quantité de froid produite et source chaude en fonction de température régénération T_g	38
IV.5. influence de la température de régénération T_g sur la masse cyclée de méthanol Δm	40
IV.6. influence de la variation du rayon R_2 sur la masse de (AC/35) contenant dans les tubes d'adsorbeur.....	41
IV.7. Conclusion	41
Conclusion générale.....	42
Référence	43

Liste des figures

Figure (II.1) : photo de l'entrepôt frigorifique solaire à adsorption.....	13
Figure (II.2) : schéma de la machine hybride solaire à adsorption.....	14
Figure (II.3) : Schéma de la machine frigorifique solaire à adsorption.....	18
Figure (II.4) : Machine frigorifique à adsorption solaire.....	19
Figure (II.5) : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron.....	20
Figure (II.6) : Vue du capteur-adsorbeur à tubes.....	22
Figure (II.7) : Vue du capteur à tubes et détail de construction d'un tube.....	22
Figure (II.8) : schéma de condenseur.....	23
Figure (II.9) : photo de condenseur.....	23
Figure (II.10) : schéma d'évaporateur.....	24
Figure (II.11) : photo de chambre froide.....	25
Figure (II.12) : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption.....	26
Figure (III.13) : phase de chauffage dans le cycle d'adsorption.....	29
Figure (III.14) : phase de refroidissement dans le cycle d'adsorption.....	30
Figure (III.15) : Validation du résultat obtenu du COP en fonction de T_g	37
Figure (III.16) : Influence du rayon des tubes d'adsorbeur sur la température régénération T_g	38
Figure (III.17) : Variation de quantité de froid produite Q_f et source chaude Q_c en fonction de température régénération T_g	39
Figure (IV.18) : Variation de quantité de chaleur Q_1 et Q_2 et Q_3 et Q_{des} en fonction de température régénération T_g	39
Figure (IV.19) : Influence de la température de régénération T_g sur la masse cyclée de méthanol Δm	40

Figure (IV.20) : la variation du rayon R2 sur la masse de (AC/35) contenant dans les tubes d'adsorbeur.....41

Liste des tableaux

Tableau II-1: caractéristiques physiques des adsorbants	9
Tableau II.2 : Propriétés thermodynamiques d'adsorbats.....	9
Tableau II.3 présente les quatre transformations de cycle	21

Introduction générale

Introduction générale

Pour la plupart des régions du monde, la mise à disposition de sources de froid est une base considérable de progrès. Le besoin du froid pour la conservation des fruits, légumes, des viandes, pour la conservation des produits pharmaceutiques et surtout des vaccins est une nécessité de première envergure.

Pour subvenir à la demande en production de froid, nombreux systèmes frigorifiques ont été mis en pratique selon divers cycles thermodynamiques. Parmi ces cycles, le cycle à compression de vapeur, le cycle d'absorption et le cycle à adsorption qui sont les plus utilisés dans le domaine de la production du froid et de la climatisation.

Les systèmes de réfrigération les plus usités sont des systèmes à compression de vapeur fonctionnant aux fluides frigorigènes R12, R22, R502, etc. Ils nécessitent de l'énergie électrique pour leur fonctionnement. Dans les régions où l'énergie électrique est disponible, ce système de réfrigération est habituellement adéquat pour satisfaire la plupart des exigences en réfrigération.

Cependant, plusieurs régions ne disposent pas d'électricité. Ceci inclut des villages ruraux et des sites isolés dans les pays en voie de développement.

La réfrigération dans ces régions, par conséquent, exige une solution alternative à ces systèmes de réfrigération. L'utilisation de l'énergie solaire comme source primaire pour l'alimentation des systèmes frigorifiques est très intéressante puisqu'elle est inépuisable et est abondante dans les régions où le besoin en froid est énorme.

Plusieurs systèmes ont été réalisés dans ce contexte. L'un de ces systèmes est le système frigorifique à adsorption. Parmi les inconvénients de ce système est sa taille volumineuse.

L'objectif du présent mémoire est de voir l'effet des dimensions de la machine frigorifique à adsorption sur sa performance. Il s'agit beaucoup plus du rayon des tubes contenant l'adsorbant (phase solide).

Notre travail est subdivisé alors en quatre chapitres, à savoir :

- Le premier chapitre est un historique sur les systèmes frigorifiques.
- Le deuxième chapitre présente une partie théorique sur le phénomène d'adsorption

Introduction générale

- Le troisième chapitre explique le modèle mathématique permettant de calculer les températures du cycle de la machine et les différents échanges thermique pendant les phases de fonctionnement.
- Le quatrième chapitre est une discussion des résultats obtenus en appliquant le modèle mathématique du troisième chapitre.

Et enfin une conclusion générale pour clôturer tous résultats aboutis.

chapitre -1-

historique de système frigorifique

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.

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.

2. Systèmes mécano-frigorifiques [8]

Parmi eux, deux familles se détachent :

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

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 [8]:

- l'éther diméthylique utilisé par le français Charles Tellier (1828-1913).
- le dioxyde de carbone CO₂ utilisé par l'américain Thaddeus Lowe (1832-1913). Après une éclipse, il réapparaît actuellement.
- l'ammoniac NH₃, 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 SO₂ par le suisse Raoul Pierre Pictet (1846-1929). Il disparut au seuil de la seconde guerre mondiale.
- le chlorure de méthyle (chlorométhane) CH₃Cl, 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 (CF₂Cl₂) en 1931, puis le premier HCFC, le R22 (CHF₂Cl), 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 CO₂ [8].

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) [8].

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 [8].

2.2. Systèmes utilisant des cycles à gaz [8]

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) [8].

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.

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 [8].

4. Systèmes thermo-frigorifiques [8]

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

- les systèmes à absorption,
- les systèmes à adsorption et thermo-chimiques
- les systèmes à éjection

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 Mañuri 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 [8].

4.2. Systèmes frigorifiques à adsorption et thermo-chimiques

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 thermo-chimiques) est

naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches [8].

5. 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) [8].

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.

6. Conclusion

Cette partie vise à connaître les étapes de l'évolution historique des systèmes de refroidissement depuis le début de la première réalisation de système de refroidissement à l'époque actuelle.

chapitre -2-

théorique du

phénomène

frigorigique

d'adsorption

1. Introduction

Ce chapitre présente les différents phénomènes pertinents de l'adsorption dans le but de définir quelques concepts généraux classiques nécessaires utilisés dans notre étude.

2. 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, la 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 [1].

3. Manières des phénomènes d'adsorption

Quand une molécule s'approche d'une surface solide, elle peut se fixer de deux manières [13]:

3.1. 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.

3.2. 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.

4. Définitions

4.1. 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[4].

Chapitre II: théorique du phénomène frigorifique d'adsorption

Tableau II -1 : caractéristiques physiques des adsorbants [3].

Adsorbant	Surface spécifique (m ² g ⁻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

4.2. Adsorbat : 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 importantes 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 [4]. Le tableau (I-1) donne les Propriétés thermodynamiques d'adsorbats :

Tableau II.2 : Propriétés thermodynamiques d'adsorbats [2].

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

5. 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 thermodynamiques de fonctionnement du système [4].

5.1. 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 [13] :

- 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.

5.2. Pour l'adsorbat

Le choix de l'adsorbat est fait de sorte qu'il doit [4]:

- 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.

5.3. Critères thermodynamique

Ce choix doit prendre en considération [4]:

- 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 réversible 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.

5.4. Critères technique

Pour une meilleure fiabilité du système, le choix technique doit prendre en considération [4]:

- 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.

5.5. Critères de sécurité

Dans le choix de sécurité, deux paramètres fondamentaux sont à respecter [4]:

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

6. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption

6.1. 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

Chapitre II: théorique du phénomène frigorifique d'adsorption

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 m², contient 23kg de zéolithe 13X . La quantité moyenne de glace produite à l'évaporateur est de 7.5 kg par m² 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 m³ muni de 24 capteurs plans dont la surface est 20 m². 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 m² de capteur et permettant de maintenir un écart de 20°C entre la température ambiante et les produits entreposés dans la chambre froide [9].

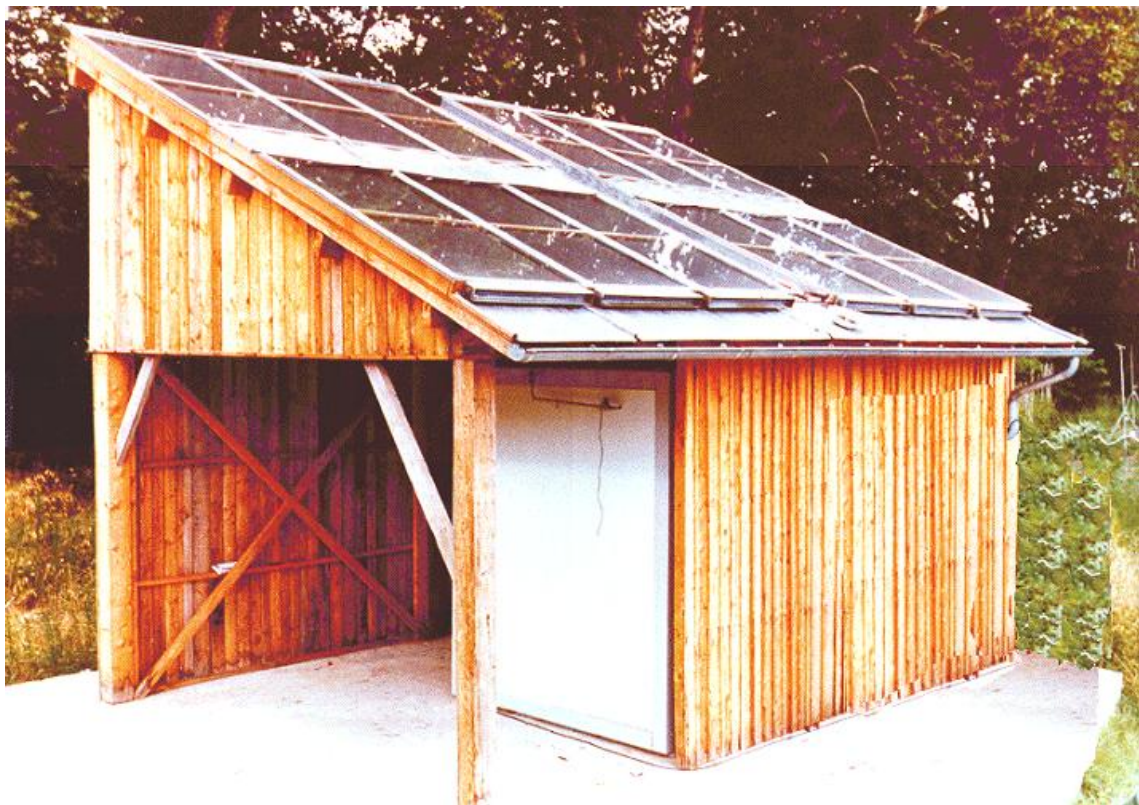


Fig. II.1 : photo de l'entrepôt frigorifique solaire à adsorption [9].

6.2. Prototype utilisant le couple charbon actif – méthanol :

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 Shanghai 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 II.2. [4].

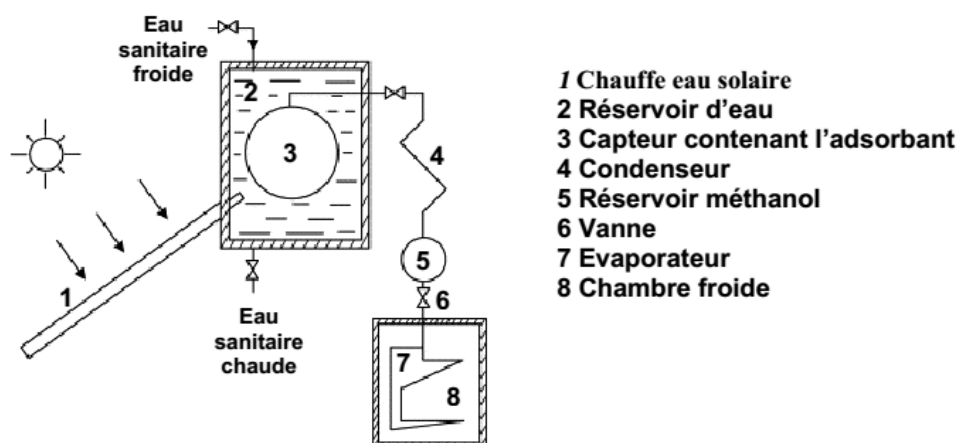


Fig. II.2 : schéma de la machine hybride solaire à adsorption [9].

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 m^2 , de produire 60 litres d'eau chaude à des températures autour de $80 \text{ }^\circ\text{C}$ 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].

6.3. Prototype utilisant le couple gel de silice –eau

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 m^2 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 m^2 . D'après Sakoda, le COP thermique peut atteindre 0.4 pour un capteur solaire de 0.4 m^2 . En Suisse, au sein du Laboratoire d'Energétique Solaire et de Physique du Bâtiment (EIVD), l'équipe de Philippe Dind 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 m^2 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].

6.4. Prototype utilisant le couple charbon actif- ammoniac

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 (MaxorbTM). 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 évaporateurcondenseur. 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 ailetés 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'adsorbant 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].

7. Description d'une machine frigorifique à adsorption solaire

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbant 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 [13].

7.2. 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 2 [10].

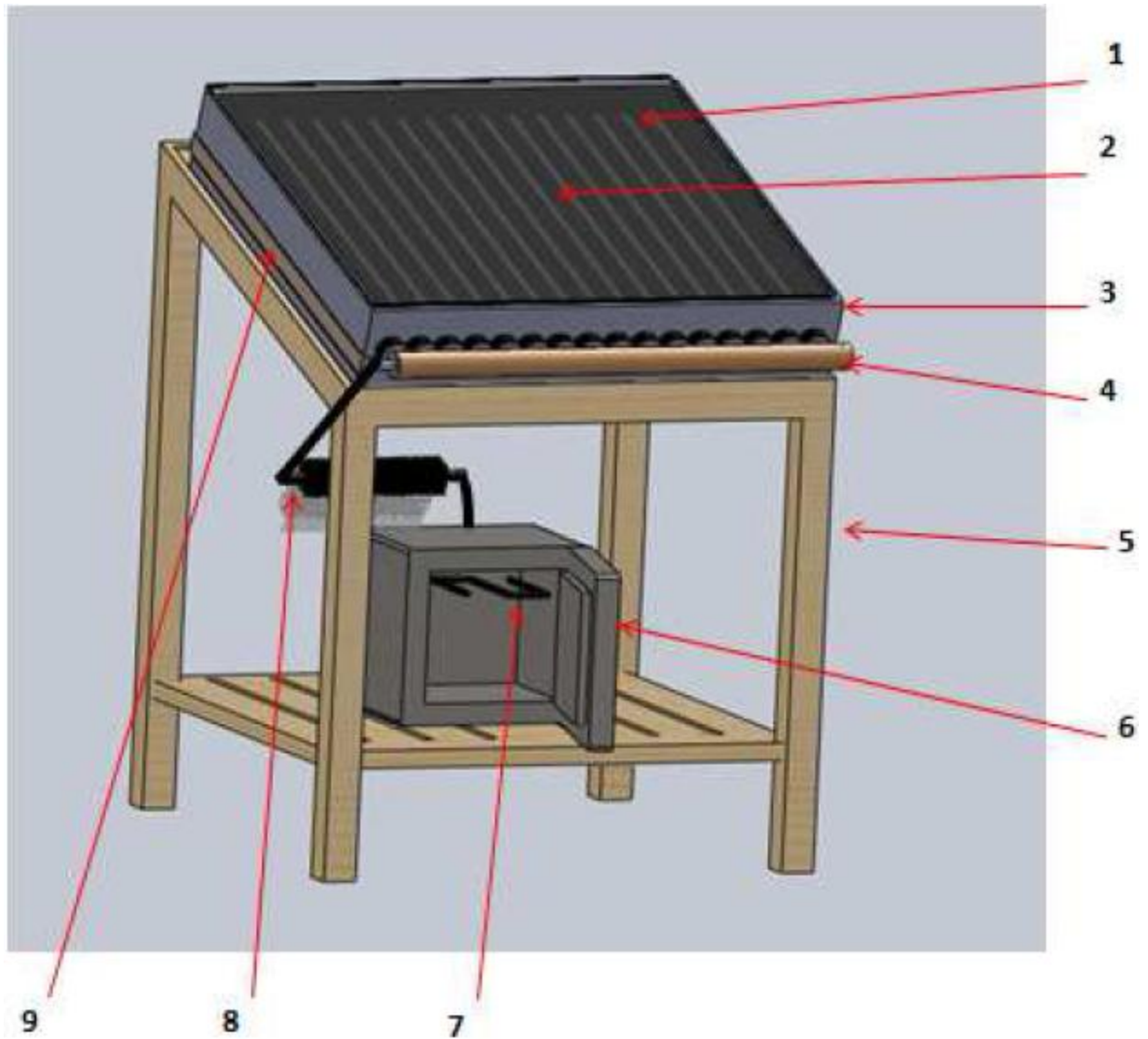


Fig. II.3 : Schéma de la machine frigorifique solaire à adsorption [10].

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



Fig. II.4 : Machine frigorifique à adsorption solaire [12].

7.3. 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 (IV-2)) [13].

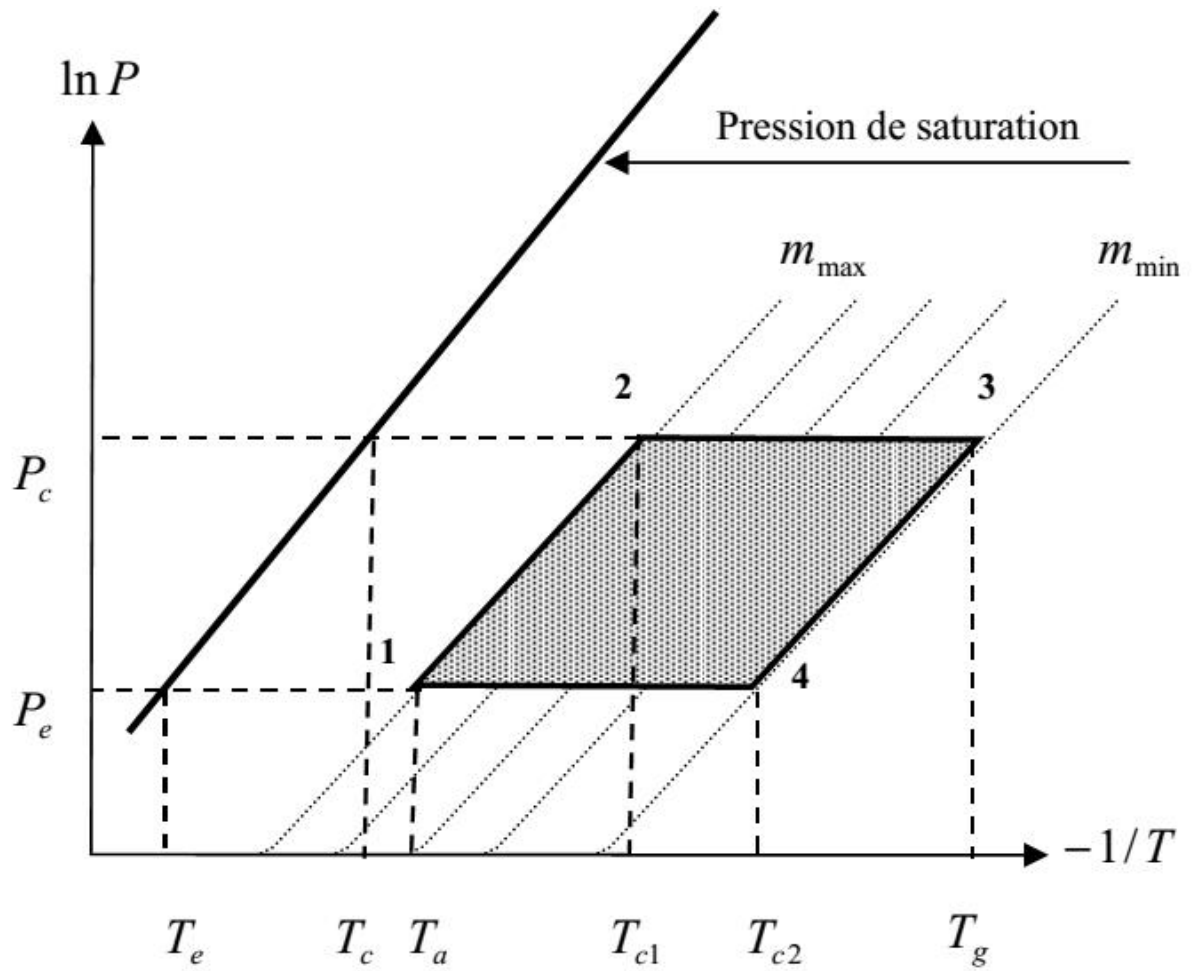
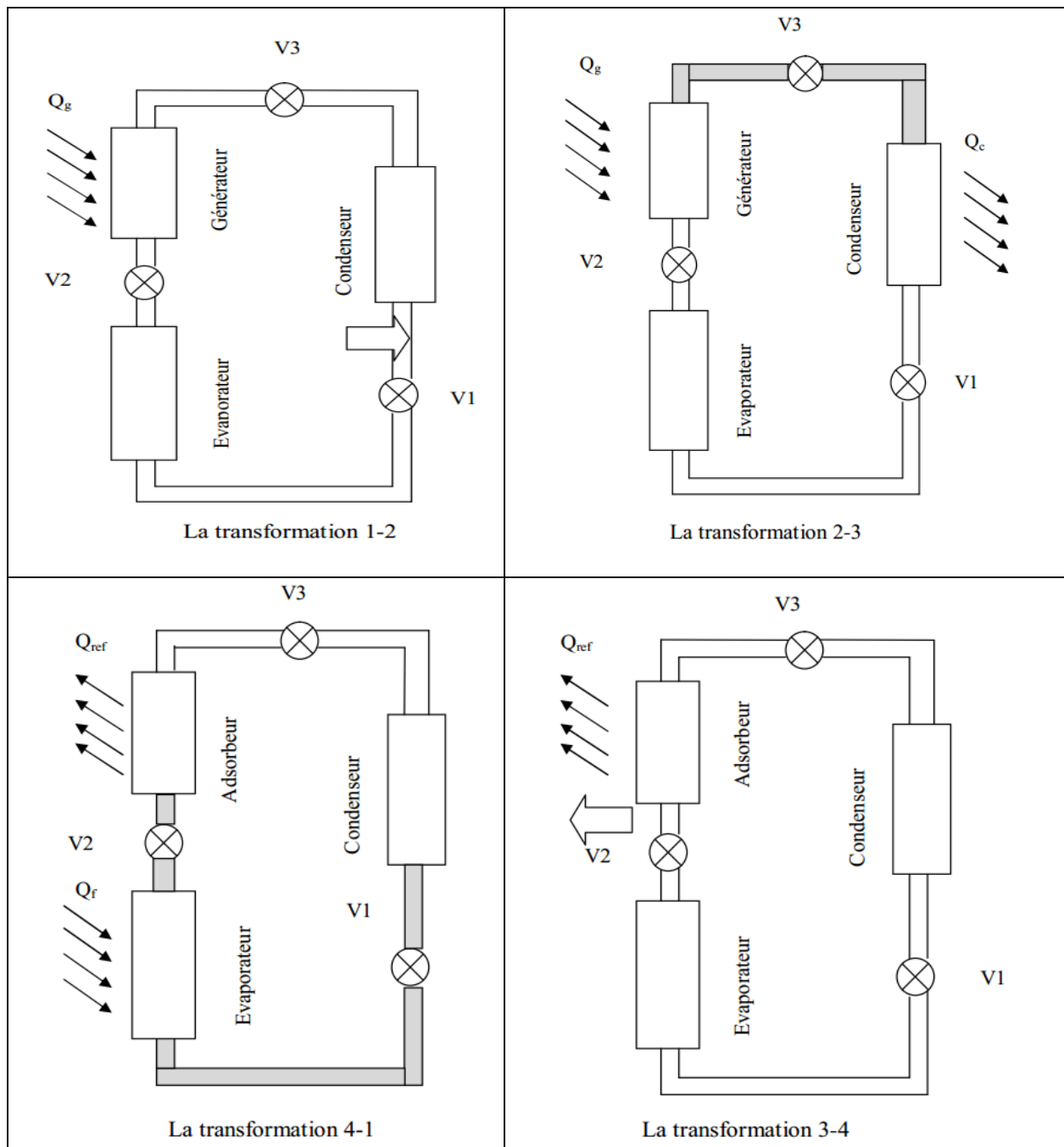


Fig. II.5 : 1Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron [13].

Tableau II.3 : présente les quatre transformations de cycle [4].



7.4. Éléments de machine frigorifique adsorption

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

7.3.1 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 [14].

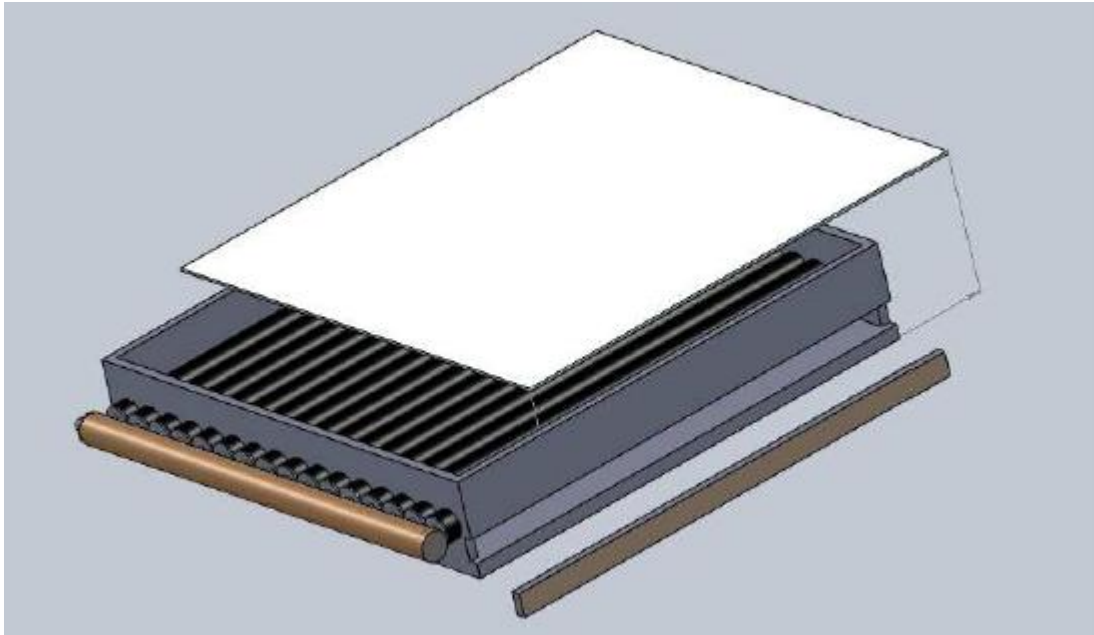


Fig. II.6 Vue du capteur-adsorbeur à tubes [10].

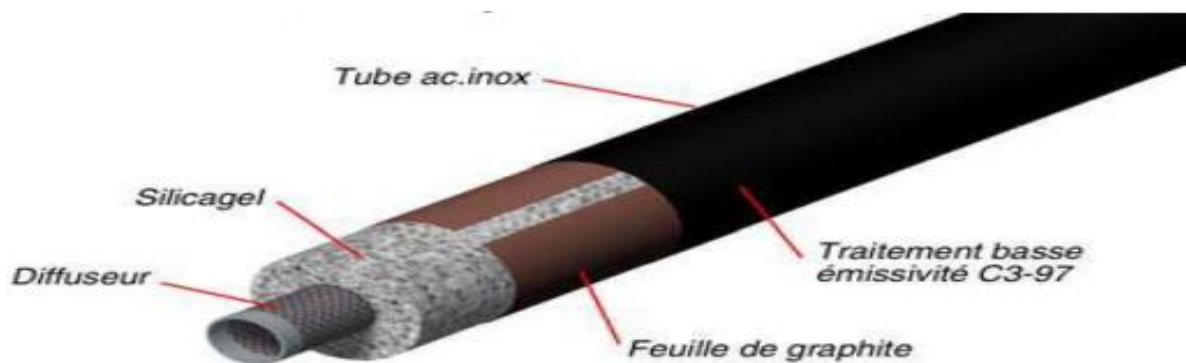


Fig. II.7 : Vue du capteur à tubes et détail de construction d'un tube [15].

7.4.2 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 [16].



Fig. II.8 schéma de condenseur [9].



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

7.4.3 Évaporateur

Les évaporateurs Dans l'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 le fluide source [16].

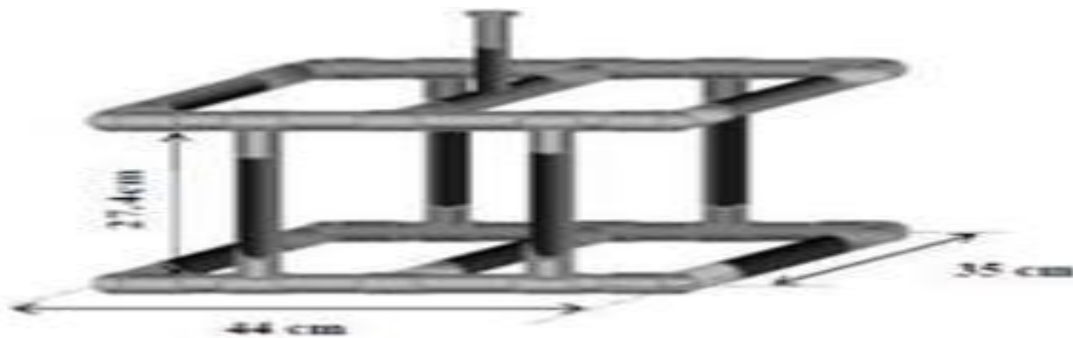


Fig. II.10 schéma d'évaporateur [9].

7.4.4 Chambre froide

La chambre froide représentée sur la figure (II.10) 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. II.11 photo de chambre froide [9].

7.4.5 Sous éléments

- a) Le réservoir : Il sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.
- b) Une vanne de détente V3
- c) Deux clapets anti-retour V1 et V2

7.5 Principe de fonctionnement

Au début de cycle, les vannes V1, V2 et V3 sont fermées, l'adsorbeur se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat. En chauffant l'adsorbeur, 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 V2 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'adsorbeur soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbeur commence. Sa pression diminue et la vanne V2 se ferme. La vanne V3 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'adsorbeur atteint celle de l'évaporateur, la vanne V1 s'ouvre et l'adsorbeur 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 V1 et V3 se ferment et un autre cycle commence [13].

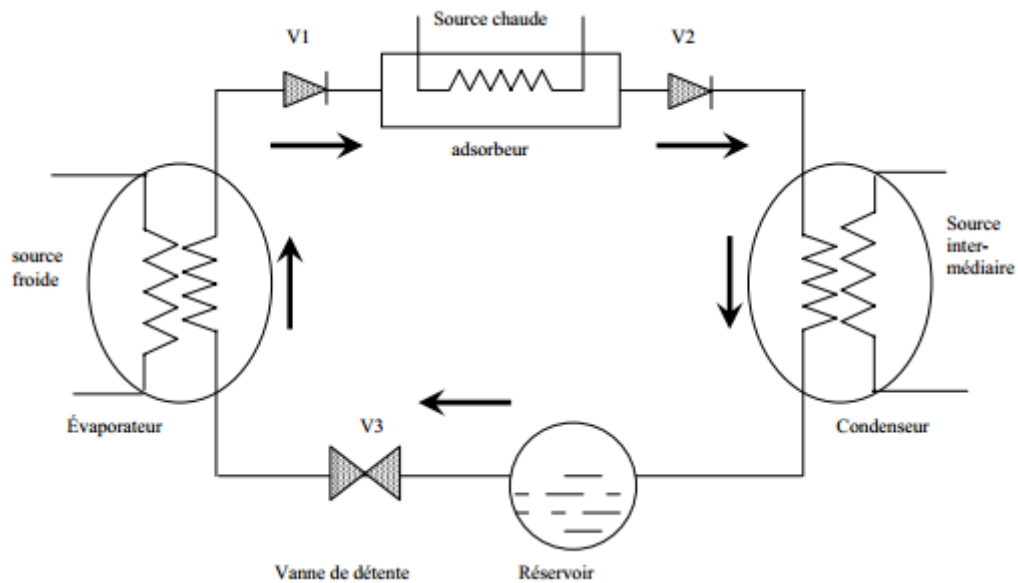


Fig. II.12 Schéma d'une machine frigorifique à adsorption [13].

8. Avantage et inconvénients des machines à adsorption [13]

8.1. 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.

8.2 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 au 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 discontinuellement 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.

9. 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/adsorbant et finalement on a clôturé le chapitre par les avantages et inconvénients de ce genre de systèmes.

chapitre -3-

présentation les

modèle

mathématique et

le cycle pour

étude la machine

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.

Dans le cadre de l'optimisation d'une machine frigorifique à adsorption, une étude et analyse du cycle de base de Clapeyron associé à cette machine sont nécessaires. Pour ce faire, nous avons établi un modèle numérique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin-Astakhov et d'autre part sur certaines considérations visant à assurer une optimisation telles que les propriétés du couple adsorbant/adsorbat choisi, où nous avons utilisé les équations de données expérimentales disponibles dans la littérature.

Le code de calcul élaboré permet d'apprécier l'influence de divers paramètres sur la quantité de froid produite à l'évaporateur et sur le coefficient de performance thermique de la machine:

- L'effet des températures en fonctionnement de rayon.
- L'effet des propriétés de l'adsorbent (sa masse et son matériau de construction).

Le système thermique, objet de cette étude, est une machine passive fonctionnant uniquement avec l'énergie solaire selon un principe connu qui a donné lieu à de nombreuses publications dès les années 80. Cette machine peut s'apparenter à un réfrigérateur classique ayant comme organes fonctionnels, un évaporateur, un condenseur, et un compartiment isolé, dont le compresseur et le détendeur ont été remplacés par un adsorbent situé dans le capteur solaire. Le fluide frigorigène utilisé est l'eau. ce fluide a l'avantage d'être non polluant et disponible en abondance sur terre [16].

2. Principe de fonctionnement du cycle idéal :

Nous décrivons dans les figures suivantes le principe pour un système frigorifique d'adsorption

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

2.1. Phase de chauffage isostérique (1 → 2)

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'adsorbent 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} .

2.2. Phase de désorption - condensation (2 → 3)

Cette phase commence lorsque la pression du mélange dans l'adsorbeur atteint la pression de condensation P_c (pression de saturation correspondante à la température de condensation), l'adsorbeur est mis en communication avec le condenseur et la désorption du frigorigène commence, qui se condense dans le condenseur par la suite. L'adsorbeur est alors en haute pression et suit l'isobare imposée par le condenseur. Tout en continuant le chauffage, la température du mélange dans l'adsorbeur 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'adsorbeur propice à une nouvelle phase de production frigorifique.

2.3. Phase de refroidissement isostérique (3 → 4)

Par opposition à la première phase, le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbat 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 adsorbée reste constante dans cette phase et est égale à m_{min} .

2.4. Phase d'adsorption – évaporation (4 → 1)

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'adsorbeur, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbat 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 :

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.

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. [14]

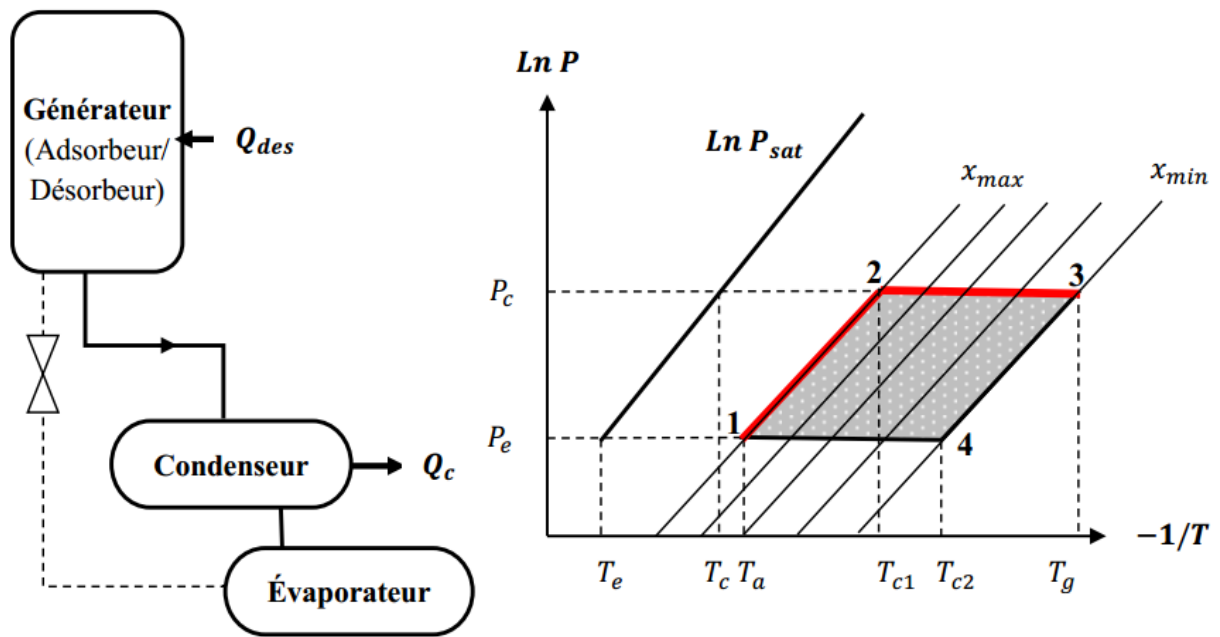


Fig. III.5 :phase de chauffage dans le cycle d'adsorption [5].

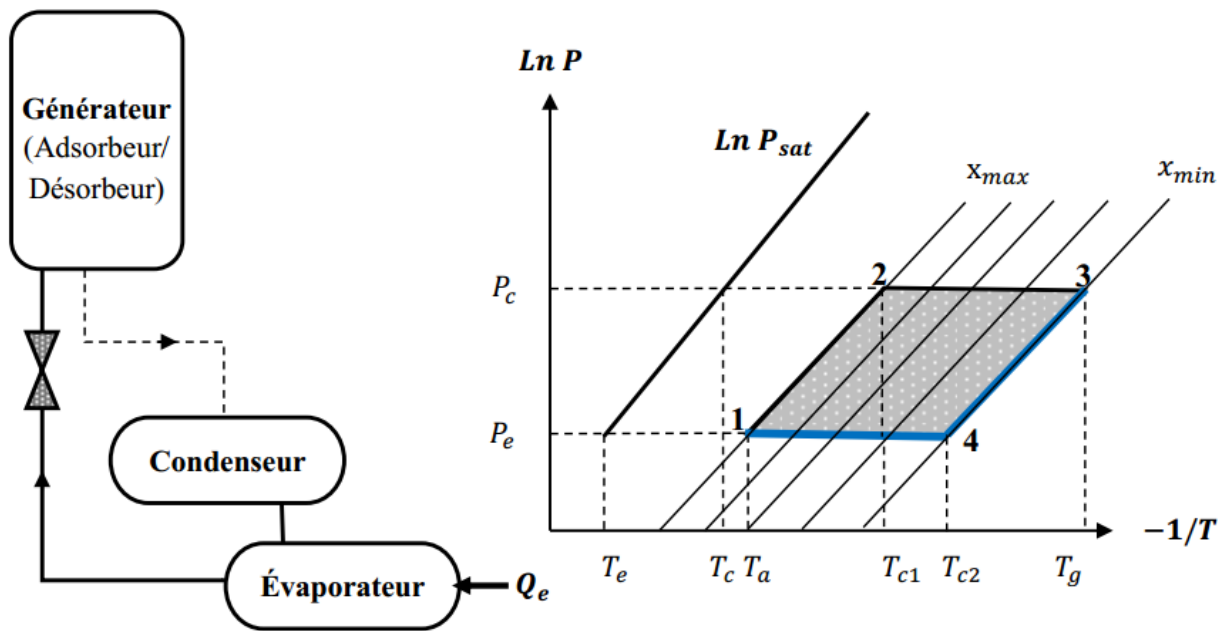


Fig. III.5 phase de refroidissement dans le cycle d'adsorption [5]

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 : [14]

$$m(T, P) = W_0 \rho_1(T) \exp \left[-D \left(T \cdot \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right)^n \right] \dots \dots \dots \text{III.1}$$

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

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'adsorbent.

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 : [14]

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_c} \dots \dots \dots \text{III.2}$$

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'adsorbent.

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'adsorbent. mais, le COP_{th} réel d'un tel cycle tient compte des bilans thermiques sur l'adsorbent et sur les différents organes de la machine frigorifique à adsorption (condenseur et évaporateur). [14] 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. [14]

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. [14]

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 isostères pendant les phases (1→ 2) (voir la figure II-1), on obtient : [14]

$$m(T_a, P_e) = m(T_{s1}, P_s) \dots\dots\dots III.3$$

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

$$\rho_1(T_a) \exp \left[-D \left(T_a \ln \left(\frac{P_s(T_a)}{P_e} \right) \right)^n \right] = \rho_1(T_{s1}) \exp \left[-D \left(T_{s1} \ln \left(\frac{P_s(T_{s1})}{P_c} \right) \right)^n \right] \dots III.4$$

Pour obtenir la température T_{s1} , nous devons résoudre l'équation (III.5). On donne des valeurs la température T_{s1} dans un intervalle $[T_a, T_{s1max}]$, où T_{s1max} est la valeur maximum de T_{s1} (arbitrairement choisie) et chaque fois, o compare les valeurs de la masse adsorbée calculée correspondant à des valeurs de température données précédemment, à (T_a, P_e) jusqu''l'obtention de la valeur de T_{s1} correspondant à $m(T_a, P_e) = m(T_{s1}, P_c)$. [14]

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

6.1. Expression de Q_f

La quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f est donnée par : [14]

$$Q_f = Ma \Delta m \left[L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_p(T) dT \right] \dots\dots\dots III.5$$

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.

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \dots\dots\dots III.6$$

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]

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. [15]

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \dots \dots \dots \text{III.7}$$

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.

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 : [15]

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_g} C_{p1} dT = m_a C_{p1} (T_g - T_a) \dots \dots \dots \text{III.8}$$

m_a est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur

C_{p1} est la chaleur la capacité calorifique De l'adsorbant.

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 : [15]

$$Q_2 = m_g \int_{T_a}^{T_g} C_{p2} dT = m_g C_{p2} (T_g - T_a) \dots \dots \dots \text{III.9}$$

m_g 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'adsorbent.

6.5. Chaleur sensible de l'adsorbat (Q₃) :

Q₃ est la chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbat de la température Ta à la température Tg, elle est donnée par : [14]

$$Q_3 = m a \left(m_{\max} \int_{T_a}^{T_{s1}} C_{p1}(T) dT + \int_{T_{s1}}^{T_g} m(T) C_{p1}(T) dT \right) \dots \dots \dots \text{III.10}$$

m(T) est la masse adsorbée à la température T et à la pression de condensation Pc, (phase(2→3) de la figure (III-1)), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov.[14]

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 Ts1 et Tg. La chaleur de désorption est donnée par: [15]

$$Q_{des} = m a . n . D \int_{T_{s1}}^{T_g} m(T) T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2(T)}{RT^2} dT \dots \dots \dots \text{III.11}$$

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

$$q_{st} = L(T_c) + RT . \ln \left(\frac{P_s(T)}{P_c} \right) + \left[\frac{\alpha RT}{nD} \right] \left[T . \ln \left(\frac{P_s(T)}{P_c} \right) \right]^{(1-n)} \dots \dots \dots \text{III.12}$$

7. Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier le calcul numérique des équations ci-dessus, on va considérer les hypothèses simplificatrices suivantes [15] :

- La variation de la capacité massique calorifique Cpl 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'adsorbent

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

$$Q_f = m_a \Delta m [L(T_e) - C_{p1}(T_c - T_e)] \dots\dots\dots \text{III.13}$$

$$Q_3 = m_a (m_{\max} C_{p1}(T_{s1} - T_a) + \Delta m \cdot C_{p1}(T_g - T_{s1})) \dots\dots\dots \text{III.14}$$

$$Q_{\text{des}} = Q_f = m_a \Delta m [L(T_e) - C_{p1}(T_c - T_e)] \dots\dots\dots \text{III.15}$$

8. Détermination de température de la régénération

Pour obtenir la température T_g , nous devons résoudre l'équation de transfert de chaleur par conduction

$$G = - \lambda S \frac{\partial T}{\partial r} \dots\dots\dots \text{III.16}$$

$$G = \frac{T_g - T_{\text{amb}}}{\frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \dots\dots\dots \text{III.17}$$

$$T_g = G \left(\frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{R_2}{R_1} \right) + T_{\text{amb}} \dots\dots\dots \text{III.18}$$

T_g est la température de la régénération

G est le flux de chaleur par rayonnement

R_2 est le rayon extérieur de tube

R_1 est le rayon intérieur de tube

L est la longueur de tube

λ est la conductivité thermique de charbon active

T_{amb} est la température ambiante

9. 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 4.

chapitre -4-
Résultats
et
discussion

1. introduction

Cette partie présente les différents résultats obtenus à partir de la résolution du modèle développé ci-dessus. Ce modèle permet d'analyser et d'étudier les influences des différents paramètres sur coefficient performance de la machine et la quantité de froid produite à l'évaporateur, ainsi que la chaleur totale fournie au système, en faisant varier un paramètre de réacteur solaire et tous les autres paramètres sont maintenus constants:

Utiliser le programme MS Excel pour calculer les résultats et tracer les courbes

2. influence de la température de régénération T_g sur la 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 (IV-1) la variation du coefficient de performance thermique

COP_{th} en fonction de T_g . Le COP_{th} croit avec T_g jusqu'à un maximum atteint pour une température optimale notée T_g max égale à 52.7°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'adsorbeur et la température du méthanol, néanmoins la masse du méthanol désorbée m_{min} devient de plus en plus faible (voir figure IV-5), où la chaleur fournie au système Q_c augmente plus que la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f (voir figure IV-3).

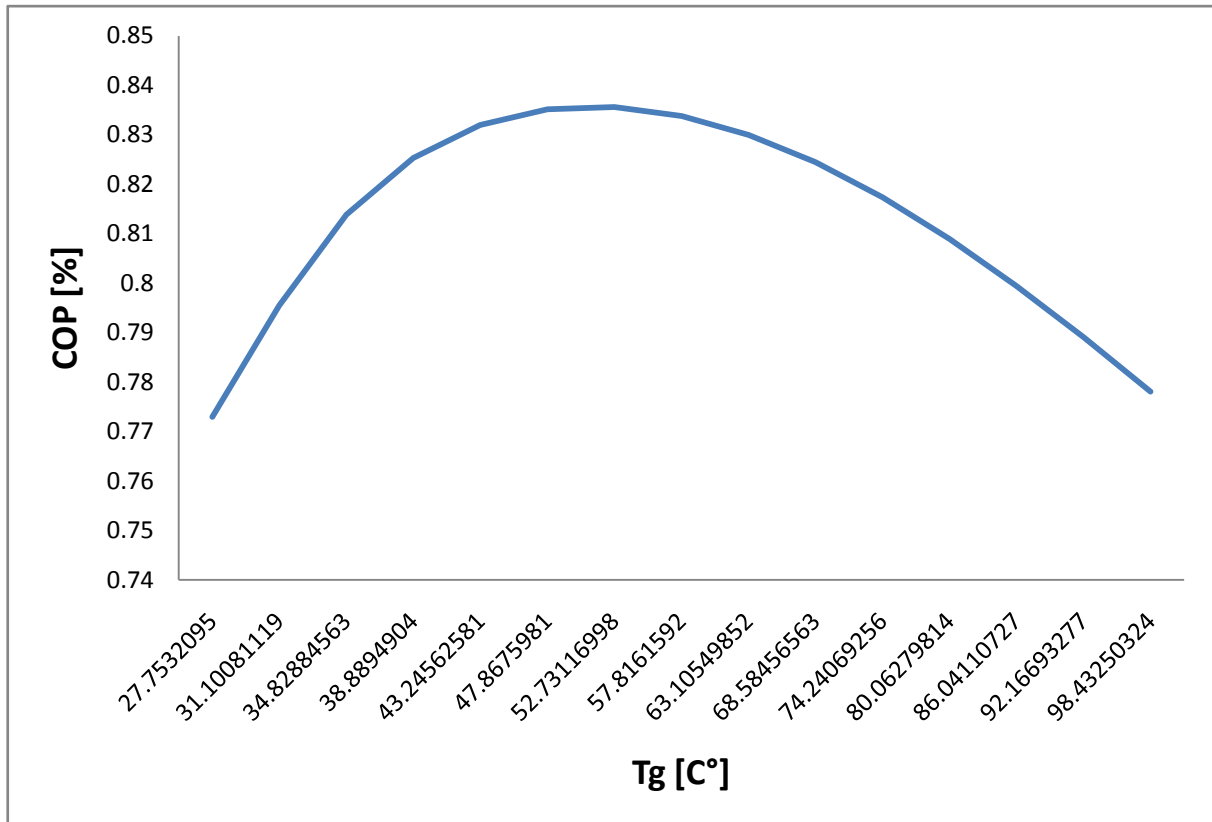


Fig. (IV.1): Validation du résultat obtenu du COP en fonction de Tg pour ($T_a = 25\text{ °C}$, $T_c = 30\text{ °C}$, $T_e = 0\text{ °C}$)

3. influence du rayon (R_2) des tubes d'adsorbeur sur la température régénération Tg de la machine:

Rappelons que la température de régénération du cycle Tg 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 a l'effet le plus important sur la performance du système. En fixant la température d'adsorption $T_a = 25\text{ °C}$, la température de condensation $T_c = 30\text{ °C}$, la température d'évaporation $T_e = 0\text{ °C}$ et en faisant varier Tg.

Nous présentons dans la figure (IV.2) la variation de la température en fonction du rayon, la température de régénération croît avec le rayon des tubes d'adsorbeur (R_2) jusqu'à un 98.43 °C

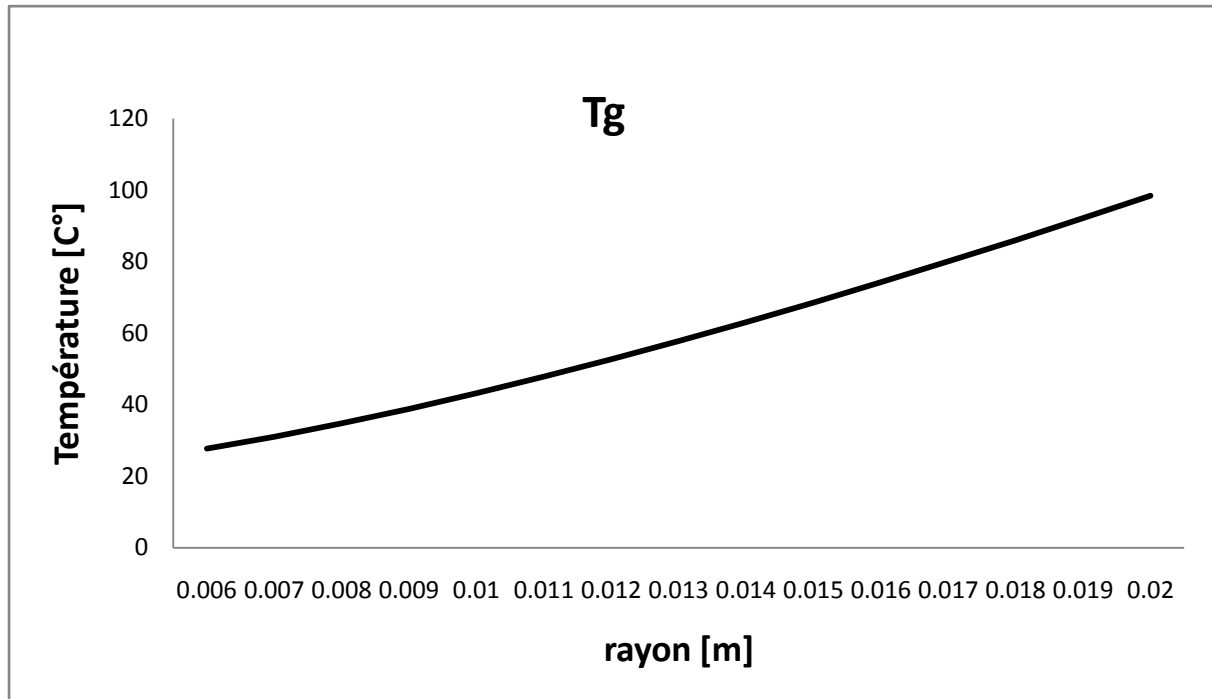


Fig. (IV.2.):Influence du rayon (R_2) des tubes d'adsorbent sur la température régénération T_g de la machine:

4. variation de quantité de froid produite et source chaude en fonction de température régénération T_g

nous présentons dans la figure (IV-3) et (IV-4) 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'adsorbant 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.

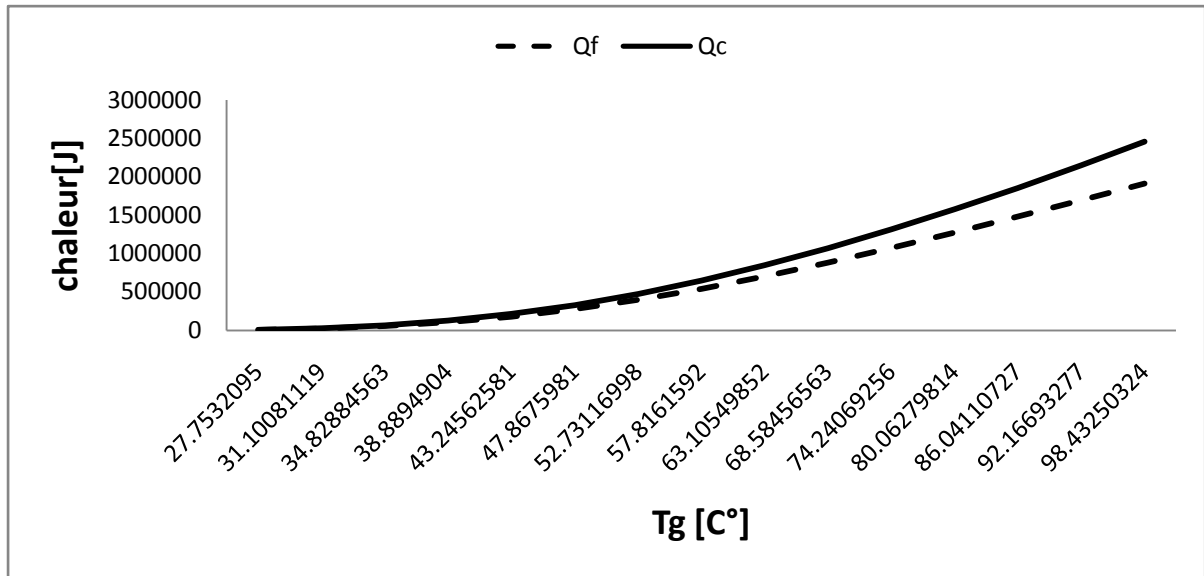


Fig. (IV.3.):Variation de quantité de froid produite Q_f et source chaude Q_c en fonction de température régénération T_g

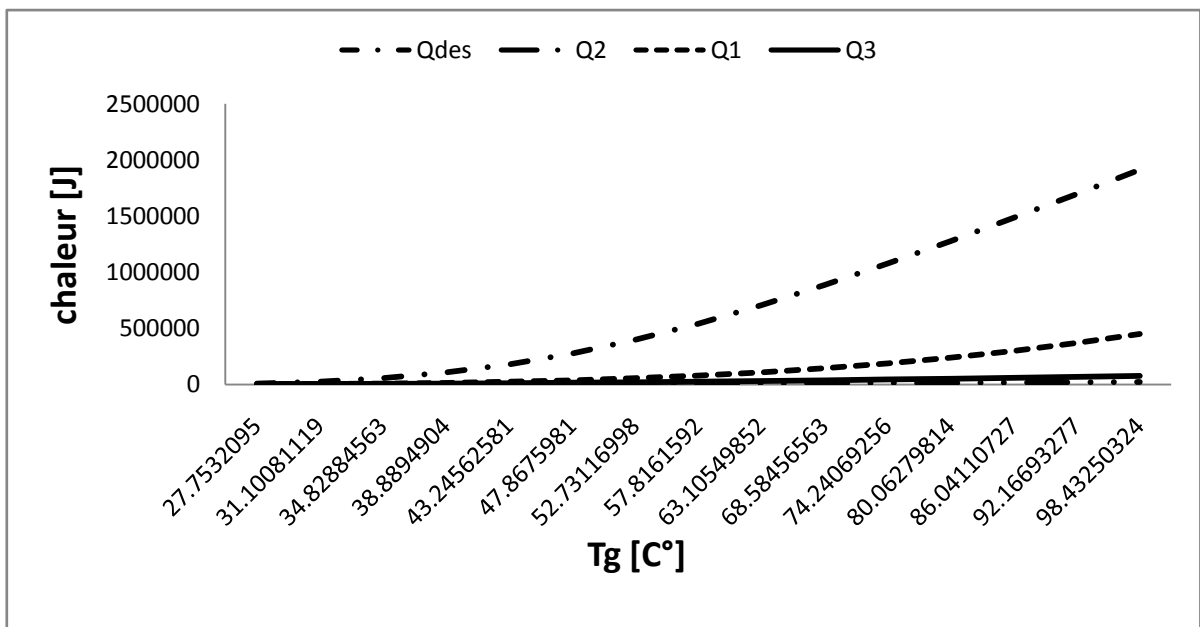


Fig. (IV.4.):Variation de quantité de chaleur Q_1 et Q_2 et Q_3 et Q_{des} en fonction de température régénération T_g

5. influence de la température de régénération T_g sur la masse cyclée de méthanol Δm

Selon la figure (IV-5) la masse désorbée du méthanol m_{\min} est devenue plus faible pour les grandes valeurs de T_g . D'après l'équation (IV. 1), la diminution de m_{\min} entraîne une augmentation de la masse cyclée Δm , ce qui conduit à une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f (figure IV-13).

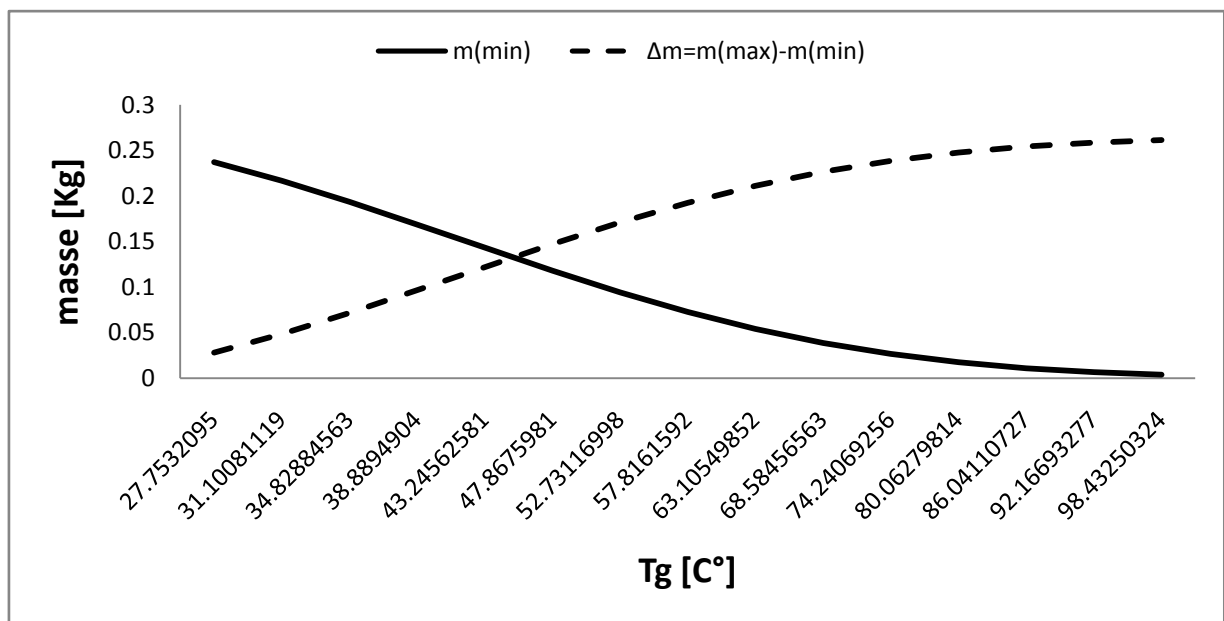


Fig. (IV.5.):Influence de la température de régénération T_g sur la masse cyclée de méthanol Δm

6. influence de la variation du rayon R_2 sur la masse de (AC/35) contenant dans les tubes d'adsorbeur

La figure (IV.6.) présenté l'influence du rayon extérieure de tube d'adsorbeur sur la masse de (AC/35) contenant dans les tubes d'adsorbeur, que l'augmentation de rayon (R_2) s'accompagne avec une augmentation de masse de charbon active.

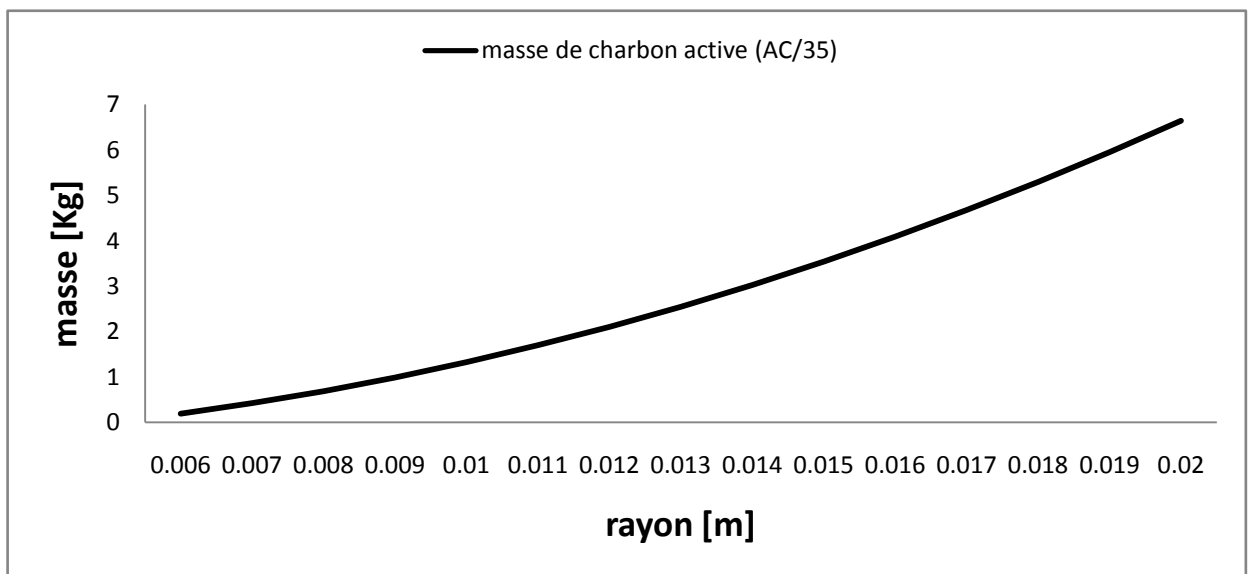


Fig. (IV.6.): la variation du rayon R_2 sur la masse de (AC/35) contenant dans les tubes d'adsorbeur

Remarque :

Si le rendement est un peu plus pour logique à cause des les hypothèses simplifie posée.

7. Conclusion

Dans ce chapitre on a vu que la variation du rayon des tubes contenant l'adsorbant s'accompagne d'une variation d'ensemble des paramètres caractérisant le fonctionnement du cycle de machine frigorifique à adsorption. Ce qui signifie qui a une influence importante sur la performance de production du froid.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

Pour assurer la possibilité d'optimisation du coefficient de performance de la machine frigorifique d'adsorption utilisant le couple charbon active AC35-méthanol et alimentée par énergie solaire, nous avons varié le diamètre des tubes contenant l'adsorbant, ce qui a entraîné plusieurs changements dans les éléments constitutifs du dispositif ainsi qu'un changement dans les données de machine et le changement le plus important est la température de régénération. En négligeant les pertes, nous avons acquis une forte augmentation du coefficient de performance sur un maximum de 89.7% à la température de 52.73C° et avec un diamètre de 24 mm. Ces résultats ont été obtenus en fixant les températures d'évaporation, de condensation et d'adsorption. Alors que l'effet de diamètre des tubes contenant l'adsorbant a été significatif sur la performance du système malgré toutes ces grandeurs constantes. La production du froid a été améliorée en augmentant ce paramètre (rayon des tubes).

bibliographique

Bibliographique

- [1] K. benlouanas étude de faisabilité d'un local de conservation de dattes basé sur l'énergie solaire. Application à la région de Biskra.
- [2] M. Chahid, contribution à l'étude des machines thermiques à adsorption, Thèse de troisième cycle, 1985, I. N. P. L, Nancy France.
- [3] L. M. SUN, F. Meunier, Adsorption. Aspects théoriques, J 2 730 Techniques de l'Ingénieur, 2003, pp 1-20
- [4] M. Billel. Mémoire magister < Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation >. 2013 .pp-09
- [5] 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
- [8] A. Malesherbes. Aperçu sur l'Histoire de la Production du Froid
- [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.
- [12] V. GC, Law MB, Lithgow RA, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling.
- [13] W. Chekirou, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp 48-50, (2008).
- [14] B. N Etude de la performance d'une machine frigorifique à adsorption alimentée par l'énergie solaire, 2016.

Référence

[15] B. Zoubir modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire a adsorption 2007

[16] A. M. Amziane, étude comparative entre les systèmes de climatisation classique et solaire, application à la climatisation d'un immeuble, 2013-2014

[17] SITE WEB: <http://ddbonline.ddbst.com>

ملخص:

الحاجة إلى البرودة لتخزين الفواكه، الخضراوات، اللحوم، للحفاظ على الأدوية وخاصة اللقاحات هو ضرورة من الدرجة الأولى. ومع ذلك، فإن العديد من مناطق في العالم ليس بها كهرباء. وهذا يشمل القرى الريفية والمناطق النائية في البلدان التي في طور النمو. وقد بذلت عدة أنظمة في هذا السياق. واحد من هذه الأنظمة هو نظام التبريد عن طريق الامتزاز. ومن مساوئ هذا النظام هو حجمه الضخم. لذي فالهدف من هذا العمل هو رؤية مدى تأثير أبعاد آلة التبريد بالامتزاز على أدائها من ناحية الكفاءة. وهذا يتعلق أكثر بقطر الأنابيب التي تحتوي على الممتز (المادة الصلبة). وقد وجدنا من خلال هذه الدراسة أن قطر الأنابيب له تأثير كبير على كفاءة أداء النظام و تم تحسين إنتاج البرودة عن طريق زيادة هذا البعد (قطر الأنابيب).

Résumé :

Le besoin du froid pour la conservation des fruits, légumes, des viandes, pour la conservation des produits pharmaceutiques et surtout des vaccins est une nécessité de première envergure. Cependant, plusieurs régions ne disposent pas d'électricité. Ceci inclut des villages ruraux et des sites isolés dans les pays en voie de développement. Plusieurs systèmes ont été réalisés dans ce contexte. L'un de ces systèmes est le système frigorifique à adsorption. Parmi les inconvénients de ce système est sa taille volumineuse. L'objectif du présent mémoire est de voir l'effet des dimensions de la machine frigorifique à adsorption sur sa performance. Il s'agit beaucoup plus du rayon des tubes contenant l'adsorbant (phase solide). L'effet de diamètre des tubes contenant l'adsorbant a été significatif sur la performance du système. La production du froid a été améliorée en augmentant ce paramètre (rayon des tubes).

Abstract:

The need for cold for the preservation of fruits, vegetables, meat, for the preservation of pharmaceuticals and especially vaccines is a first-rate necessity. However, several regions do not have electricity. This includes rural villages and isolated sites in developing countries. Several systems have been developed in this context. One of these systems is the adsorption refrigeration system. Among the disadvantages of this system is its bulky size. The aim of the present work is to see the effect of the dimensions of the adsorption refrigeration machine on its performance. This is much more the radius of the tubes containing the adsorbent (solid phase). The diameter effect of the tubes containing the adsorbent was significant on the performance of the system. The production of the cold has been improved by increasing this parameter (tube radius).