

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**Ministère de l'Enseignement Supérieur  
Et de la Recherche Scientifique**

**CENTRE UNIVERSITAIRE D' EL-OUED  
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE**

**Mémoire de fin d'étude  
Présenté pour l'obtention du diplôme de**

**LICENCE ACADEMIQUE**

**Domaine: sciences et techniques**

**Filière : Génie mécanique**

**Spécialité :énergétique**

**Présenté par : ♦ - SAHRAOUI MOHAMED ALI  
♦ - KECHIDA MESSAOUD**

**Thème**

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

**Soutenue le 30/06/ 2010  
Devant le jury composé de:**

<b>Mr.</b>	<b>ZEMMAR NABIL</b>	<b>M(A)</b>	<b>Président</b>
<b>Mr.</b>	<b>KHARAIF NACER EDINE</b>	<b>M(A)</b>	<b>Examineur</b>
<b>Mr.</b>	<b>BOURASE FATHI</b>	<b>M(A)</b>	<b>Examineur</b>
<b>Me.</b>	<b>MAHFOUDI NADJIBA</b>	<b>M(A)</b>	<b>Examinatrice</b>
<b>Mr.</b>	<b>HADJ AMMAR MOHAMED ALI</b>	<b>M(A)</b>	<b>Rapporteur</b>

**2009-2010**

# Remerciements

*Langage tout d'abord à Dieu qui nous a donné la force*

*Pour terminer ce modeste travail.*

*Toutes nos infinies gratitudees à notre promoteur,*

*Mm : ♣ Hadj Ammar Mohamed Ali ♣*

*pour son encadrement et ses aides précieuses.*

*Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait*

*l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.*

*Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du*

*département: Mécanique Energétique*

*Enfin nous remercions nos parents et tous ceux qui ont*

*contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste*

*travail, trouvent ici l'expression de nos profondes gratitudees*

*et respects.*



*Mohamed Ali , Messaoud*



---

# *Sommaire*

---

## Résumé

## Nomenclature

pages

---

---

<b>Introduction .....</b>	<b>1</b>
---------------------------	----------

---

---

## Chapitre I: Gisement solaire

<b>I.1.Introduction.....</b>	<b>3</b>
<b>I.2.Données astronomiques.....</b>	<b>3</b>
<b>I.2.1.Déclinaison solaire.....</b>	<b>3</b>
<b>I.2.2.Angle horaire du soleil et angle horaire de coucher du soleil.....</b>	<b>3</b>
<b>I.2.3.Rayonnement extraterrestre et Coefficient de transmission.....</b>	<b>4</b>
<b>I.3.Estimation du rayonnement solaire.....</b>	<b>4</b>
<b>I.3.1.Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface horizontale.....</b>	<b>4</b>
<b>I.3.1.1.Estimation des moyennes mensuelles des rayonnements journaliers(diffus et direct)....</b>	<b>4</b>
<b>I.3.1.2.Passage des rayonnements journaliers aux valeurs instantanées.....</b>	<b>5</b>
<b>I.3.2.Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée.....</b>	<b>6</b>
<b>I.3.2.1.Rayonnement direct sur une surface inclinée.....</b>	<b>6</b>
<b>I.3.2.2.Rayonnement diffus sur une surface inclinée.....</b>	<b>7</b>
<b>I.3.2.3.Rayonnement provenant de la réflexion.....</b>	<b>7</b>
<b>I.3.2.4.rayonnement solaire global.....</b>	<b>7</b>
<b>I.4.Description de le l'algorithme de calcul.....</b>	<b>8</b>

---

---

## **Chapitre II: Thermodynamique de l'adsorption**

II.1.Introduction.....	9
II.2.Description du phénomène d'adsorption (physique).....	9
II.2.1.Définitions.....	9
II.2.2.Types d'adsorption.....	10
II.2.2.1.Adsorption physique (physisorption).....	10
II.2.2.2.Adsorption chimique (chimisorption).....	10
II.3.Relations d'équilibre.....	11
II.4.Chaleur isostérique d'adsorption.....	13
II.5.Modèles de l'adsorption.....	14
II.5.1.Le modèle Semi empirique de Dubinin.....	14
II.6.Choix du couple adsorbant/adsorbat.....	17
II.6.1.Choix de l'adsorbant.....	17
II.6.2.Choix de l'adsorbat.....	18
II.6.2.1.Critère technique.....	18
II.6.2.2.Critère écologique.....	18
II.6.2.3.Critère économique.....	19

---

---

## **Chapitre III:**

### **Etude et analyse du cycle d'une machine frigorifique à adsorption**

III.1.Introduction.....	21
III.2.Machines frigorifiques.....	21
III.3.Machine à adsorption.....	21
III.3.1.Description d'une machine frigorifique à adsorption.....	22
III.3.2.Principe de fonctionnement.....	23
III.3.3.Cas d'une machine frigorifique solaire à adsorption.....	23
III.4.Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption.....	24
III.4.1.Phase de chauffage.....	25
III.4.1.1.Phase de chauffage isostérique (1 →2).....	25
III.4.1.2.Phase de désorption - condensation (2 →3).....	25
III.4.2.Phase de refroidissement.....	25

III.4.2.1.Phase de refroidissement isostérique ( 3 →4 ).....	25
III.4.2.2.Phase d'adsorption - évaporation ( 4→ 1 ).....	25
III.5.Détermination des températures seuil du cycle.....	28
III.6.Coefficients de performance thermique(COP <sub>th</sub> ).....	32
III.6.1.Expression de Q <sub>f</sub> .....	32
III.6.2.Expression de Q <sub>c</sub> .....	33
III.6.2.1.Chaleur sensible de l'adsorbant ( Q <sub>1</sub> ).....	33
III.6.2.2.Chaleur sensible des parties métalliques ( Q <sub>2</sub> ).....	34
III.6.2.3.Chaleur sensible de l'adsorbat (Q <sub>3</sub> ).....	34
III.6.2.4.Chaleur de désorption ( Q <sub>des</sub> ).....	34
III.7.Algorithme de calcul.....	36
III.8.Résultats et discussion.....	37
III.8.1.L'influence des températures de fonctionnement.....	37
III.8.1.1.L'influence de la température de régénération.....	37

---



---

## **Chapitre IV: Modélisation mathématique du réacteur solaire**

IV.1.Introduction.....	41
IV.2.Conductivité.....	41
IV.3.Cinétique de transfert de masse thermique effective.....	41
IV.3.1.Modèle d'équilibre.....	42
IV.3.2.Modèles de diffusion.....	42
IV.4.Modélisation mathématique du transfert de chaleur et de masse dans le réacteur solaire.....	43
IV.4.1.Hypothèses du modèle.....	45
IV.4.2.Systèmes d'équations.....	46
IV.4.2.1.Équation de conservation d'énergie.....	46
IV.4.2.2.Équations de conservation de masse.....	46
IV.4.2.3.Conditions initiales.....	48
IV.4.2.4.Conditions aux limites.....	48
IV.4.2.5.Détermination des pertes thermiques globales.....	49
IV.4.2.6.Conditions supplémentaires.....	50

<b>IV.5.Coefficient de performance solaire</b> .....	51
<b>IV.6.Résultats et discussions</b> .....	51
<b>IV.6.1.Données solaires</b> .....	52
<b>IV.6.2.Validation du modèle</b> .....	52
<b>IV.6.2.1.Comparaison entre le cycle simulé et le cycle idéal</b> .....	54
<b>IV.6.2.2.Comparaison entre le cycle simulé et le cycle expérimental</b> .....	55
<hr/> <hr/>	
<b>Conclusion</b> .....	60
<hr/> <hr/>	
<b>Références bibliographiques</b> .....	64
<hr/> <hr/>	
<b>Annexe</b> .....	66
<hr/> <hr/>	

---

# Nomenclature

---

- $T_s$  Temps solaire vrai, s
- $d$  Quantième annuel.
- $H$  Rayonnement global instantané sur une surface horizontale,  $W/m^2$ .
- $H_0$  Rayonnement extraterrestre,  $W/m^2$ .
- $H_d$  Rayonnement diffus instantané sur une surface horizontale,  $W/m^2$ .
- $H_b$  Rayonnement direct instantané sur une surface horizontale,  $W/m^2$ .
- $H_{bi}$  Rayonnement direct sur une surface inclinée,  $W/m^2$ .
- $H_{di}$  Rayonnement diffus sur une surface inclinée,  $W/m^2$ .
- $G$  Rayonnement solaire global instantané sur une surface inclinée,  $W/m^2$ .
- $r_t$  Rapport de la valeur horaire sur le total quotidien du rayonnement global.
- $r_d$  Rapport de la valeur horaire sur le total quotidien du rayonnement diffus.
- $R$  Constante des gaz parfaits,  $J/kg \cdot K$ .
- $f_s$  Fugacité de l'adsorbat de l'état saturé, Pa.
- $f$  Fugacité de l'adsorbat de l'état d'équilibre, Pa.
- $D, n$  Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat
- $\Delta G$  Énergie libre de GIBBS,  $J/mol$ .
- $\Delta S$  Entropie,  $J/mol \cdot K$ .
- (D) Équation de Dubinin
- $T$  Température, K.
- $T_{sat}$  Température de saturation, K.
- $T_{g \max}$  Température de régénération optimale, K.
- $T_{c1}$  Température seuil de désorption, K.
- $T_{c1 \max}$  Température seuil de désorption maximum, K.
- $T_{c2}$  Température seuil d'adsorption, K.
- $T_{c2 \max}$  Température seuil d'adsorption maximum, K.
- $T_{amb}$  Température ambiante, K.

- $T_w$  Température des parois métalliques de l'adsorbeur, K.
- $P$  Pression, Pa.
- $P_s$  Pression de saturation de l'adsorbat, Pa.
- $m$  Masse adsorbée, kg/kg.
- $m_a$  Masse de l'adsorbant, kg.
- $\Delta m$  Masse cyclée de l'adsorbat, kg.
- $k$  Conductivité équivalente de l'adsorbant, w/m k.
- $k_{in}$  Conductivité thermique de l'isolant du réacteur, w/m k.
- $q_{st}$  Chaleur isostérique d'adsorption, KJ/kg.
- $L$  Chaleur latente d'évaporation, KJ/kg.
- $G_{tot}$  Quantité d'énergie totale incidente pendant la journée complète, w /m<sup>2</sup>.
- $R_1$  Rayon du grillage du tube adsorbeur, m.
- $R_2/D_2$  Rayon / diamètre interne du tube adsorbeur, m.
- $R_3/D_3$  Rayon / diamètre externe du tube adsorbeur, m.
- $\Delta r$  Épaisseur de tranches, m.
- $t_c$  Temps du cycle, s.
- $t_{c/2}$  Temps du premier demi cycle, s.
- $\Delta t$  Pas du temps, s.
- $U_L$  Coefficient des pertes thermiques globales, w / m<sup>2</sup> k.
- $U_{top}$  Coefficient des pertes thermiques vers l'avant du réacteur solaire, w / m<sup>2</sup> k.
- $U_{bot}$  Coefficient des pertes thermiques vers l'arrière du réacteur solaire, w / m<sup>2</sup> k.
- $U_{side}$  Coefficient des pertes thermiques latérales du réacteur solaire, w / m<sup>2</sup> k.
- $h$  Coefficient d'échange convectif entre le milieu réactif et les parois du tube adsorbeur, w/m<sup>2</sup>k.
- $h_v$  Coefficient de chaleur lié au vent, w/m<sup>2</sup> k.
- $h_c$  Coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi de d'adsorbeur et l'ambiance, w/m<sup>2</sup> k.
- $N_v$  Nombre de vitres.
- $COP_{th}$  Coefficient de performance thermique.
- $COP_s$  Coefficient de performance solaire.

### **Lettres grecques**

- $\rho_1$  Densité de l'adsobats à la phase adsorbée, kg/m<sup>3</sup>.
- $\rho_2$  Densité de l'adsobant, kg/m<sup>3</sup>.
- $\rho_w$  Densité des parties métallique de l'adsorbeur, kg/m<sup>3</sup>.
- $\omega_s$  Angle horaire de coucher du soleil, degré.
- $\Phi$  Latitude, degré.

- $\beta$  Angle d'inclinaison (chapitre I), degré.
- $\beta$  Coefficient d'affinité (chapitre II, IV et V).
- $\alpha$  Coefficient d'expansion thermique de l'adsorbat liquide
- $\alpha_w$  Coefficient d'absorption des parois métalliques de l'adsorbeur.
- $\sigma$  Constante de Stefan-Boltzmann,  $w/m^2 k^4$ .
- $\tau_v$  Transmissivité de la vitre.
- $\varepsilon_w$  Émissivité des parois du tube adsorbeur.
- $\varepsilon_g$  Émissivité de la vitre.
- $\varepsilon_{in}$  Épaisseur de l'isolant d du réacteur, m.

### Introduction

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2 % des émissions de gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002 -2012 par rapport à 1990. A cette même période a été mis en place au niveau national le plan national de lutte contre le changement climatique ainsi que le plan national d'amélioration de l'efficacité énergétique.

Le développement de l'utilisation de l'énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques qui augmentent au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront, mais surtout pour des considérations liées à la protection de l'environnement : pas de rejet de certains polluants tels que les fumées contenant du CO<sub>2</sub> et du NO, issues des centrales thermiques, pas de danger radioactif et de déchets encombrants issus des centrales nucléaires, possibilité de limitation de l'emploi des CFC ( production de froid solaire par adsorption ).

L'Algérie (El Oued) est dotée d'un potentiel solaire important. L'ensoleillement annuel est toujours supérieur à 20 000 kJ par m<sup>2</sup> de surface de captation. Il est donc important d'exploiter ce gisement, gratuit et non polluant, dans le domaine de la production de froid, notamment dans les zones rurales isolées.

Pour les pays en voie de développement, dotés d'un ensoleillement favorable, en particulier dans les zones hors d'atteintes du réseau électrique, les machines de réfrigération solaire à adsorption semblent une voie prometteuse pour l'amélioration des conditions de vie dans ces zones du point de vue sanitaire et économique tels que :

- \* La diminution du gaspillage important des ressources alimentaires.
- \* L'amélioration d'exploitation du poisson pour les zones rurales côtières isolées.
- \* La conservation des produits pharmaceutiques.

L'objectif de ce travail est d'étude et l'analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption. Cette étude comprend quatre chapitres et une conclusion.

- Le premier chapitre comprend une étude bibliographique sur le gisement solaire.
- Le second chapitre contient un bref rappel des connaissances du processus d'adsorption du point de vue thermodynamique.

- Le troisième chapitre, nous avons établi un modèle est prédictif des performances et des limites de fonctionnement de la machine frigorifique solaire à adsorption.
- Le quatrième chapitre, nous avons entrepris d'affiner notre modèle en tenant compte des phénomènes de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du lit poreux du charbon actif AC-35 dans l'adsorbeur (réacteur solaire).

Enfin nous clôturons cette étude par une conclusion, en plus d'une partie annexe.

## I.1 Introduction

Toute étude ou application de l'énergie solaire en un site donné nécessite une connaissance complète et détaillée du rayonnement solaire dans ce site. Ceci est généralement facile lorsque le site est pourvu d'une station de mesure météorologique. Cependant, dans la plupart des cas, il n'existe pas de mesures locales du rayonnement solaire. De ce fait, le recours à certaines méthodes appropriés, permettant de prédire les caractéristiques du rayonnement solaire et de l'estimer, est nécessaire.

## I.2. Données astronomiques

Avant d'entrer dans les détails de calcul du rayonnement solaire instantané, certains principes de base méritent d'être rappelés, notamment la définition de plusieurs données astronomiques qui seront mentionnées à plusieurs reprises par la suite.

### I.2.1. Déclinaison solaire

La déclinaison solaire  $\delta$  est définie par l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. Elle est nulle aux équinoxes de printemps et d'automne, maximale au solstice d'été ( $\delta = +23^{\circ}27'$ ) et minimale au solstice d'hiver ( $\delta = -23^{\circ}27'$ ). Sa valeur en degrés tout au long de l'année, est donnée par la corrélation de Cooper[1] :

$$\delta = 23.45^{\circ} \sin[360 (284 + d)/365] \quad (\text{I.1})$$

$d$  désigne le quantième annuel, c'est-à-dire la représentation numérique de 1 à 365.

### I.2.2. Angle horaire du soleil et angle horaire de coucher du soleil

L'angle horaire du soleil ( $\omega$ ) est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire, dans sa course d'Est en Ouest, par rapport au méridien local. La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive l'après-midi et augmente de  $15^{\circ}$  par heure (un tour de  $360^{\circ}$  en 24 heures).

L'angle horaire est lié au temps solaire vrai  $t_s$  par[2]:

$$\omega = 15(t_s - 12) \quad (\text{I.2})$$

Où,  $\omega$  est exprimé en radians et  $t_s$  en heures.

L'angle horaire de coucher du soleil  $\omega_s$  est défini comme l'angle horaire du soleil à l'heure de son coucher. Il est donné par l'équation suivante[2]:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (\text{I.3})$$

$\delta$  est la déclinaison solaire d'après l'équation (I.1) et  $\emptyset$  est la latitude du lieu, précisée par l'utilisateur.

### I.2.3. Rayonnement extraterrestre et Coefficient de transmission

Le rayonnement extraterrestre est le rayonnement solaire en dehors de l'atmosphère. Il est donné pour le jour  $d$  par la formule suivante[2]:

$$H_0 = \frac{86400 G_{sc}}{\pi} \left( 1 + 0.033 \cos \left( 2\pi \frac{d}{365} \right) \right) (\cos \emptyset \cos \delta \sin \omega_s + \omega_s \sin \emptyset \sin \delta) \quad (I.4)$$

Avec:

$G_{sc}$  : est la constante solaire égale à 1367 W/ m<sup>2</sup>.

Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé coefficient de transmission  $K_t$  (indice de clarté). La moyenne mensuelle de ce coefficient  $\overline{K_t}$  est définie par [1]:

$$\overline{K_t} = \frac{\overline{H}}{H_0} \quad (I.5)$$

Avec:

$\overline{H}$  est la moyenne mensuelle du rayonnement solaire quotidien sur une surface horizontale

$\overline{H_0}$  est la moyenne mensuelle du rayonnement extraterrestre sur la même surface horizontale.

Les valeurs  $\overline{K_t}$  varient selon les endroits, les saisons, généralement entre 0.3 (pour des régions ou des saisons pluvieuses) et 0.8 (pour des saisons ou climats secs et ensoleillés).

## I.3. Estimation du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Donc, c'est un apport énergétique disposé quotidiennement, dont l'intensité varie selon le lieu, l'heure du jour et la saison.

Le rayonnement solaire arrivant au sol est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus, l'ensemble forme le rayonnement global.

Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant directement du soleil. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages[2].

Le rayonnement solaire diffus résulte de la diffraction du rayonnement solaire par les nuages et les particules en suspension dans l'atmosphère. Il n'est donc nul que la nuit[2].

### I.3.1. Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface horizontale

#### I.3.1.1. Estimation des moyennes mensuelles des rayonnements journaliers (diffus et direct)

En premier lieu, il convient de calculer la moyenne mensuelle du rayonnement solaire diffus quotidien  $\overline{H_d}$  à partir de la moyenne mensuelle du rayonnement solaire global

quotidien  $H$  en utilisant la corrélation de D. G. Erbs et al. [2] :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.391 - 3.560 \overline{K_t} + 1.189 \overline{K_t}^2 - 2.137 \overline{K_t}^3 \quad \text{pour} \quad \omega_s < 81.4^\circ \quad (\text{I.6})$$

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.311 - 3.022 \overline{K_t} + 3.427 \overline{K_t}^2 - 1.821 \overline{K_t}^3 \quad \text{pour} \quad \omega_s > 81.4^\circ \quad (\text{I.7})$$

Où, la moyenne mensuelle du rayonnement global quotidien est donnée par l'équation (I.5), en connaissant bien sûr la moyenne mensuelle du coefficient de transmission  $\overline{K_t}$ .

Si l'on connaît  $\overline{H}$  et  $\overline{H_d}$ , il est facile de déduire la moyenne mensuelle du rayonnement solaire direct quotidien  $\overline{H_b}$ .

$$\overline{H_b} = \overline{H} - \overline{H_d} \quad (\text{I.8})$$

### I.3.1.2. Passage des rayonnements journaliers aux valeurs instantanées

Il est nécessaire de connaître les valeurs instantanées du rayonnement solaire. Pour les estimer, nous utilisons les formules de Collares-pereira et Rabl pour l'ensoleillement global [2]:

$$r_t = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad (\text{I.9})$$

Avec:

$$a = 0.409 + 0.501 \sin \left( \omega_s - \frac{\pi}{3} \right) \quad (\text{I.10})$$

$$b = 0.6609 + 0.4767 \sin \left( \omega_s - \frac{\pi}{3} \right) \quad (\text{I.11})$$

$r_t$  représente le rapport de la valeur horaire sur le total quotidien du rayonnement global.

Pour le rayonnement diffus, le rapport  $r_d$  de la valeur horaire sur le total quotidien du rayonnement diffus, nous utilisons la formule de Liu et Jordan:

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad (\text{I.12})$$

Avec :

Connaissant  $r_t$  et  $r_d$  on en déduit le rayonnement global instantané  $H$  sur une surface horizontale et ses composantes diffuse  $H_d$  et directe  $H_b$ , pour chaque heure de la journée moyenne :

$$H = r_t \overline{H} \quad (\text{I.13})$$

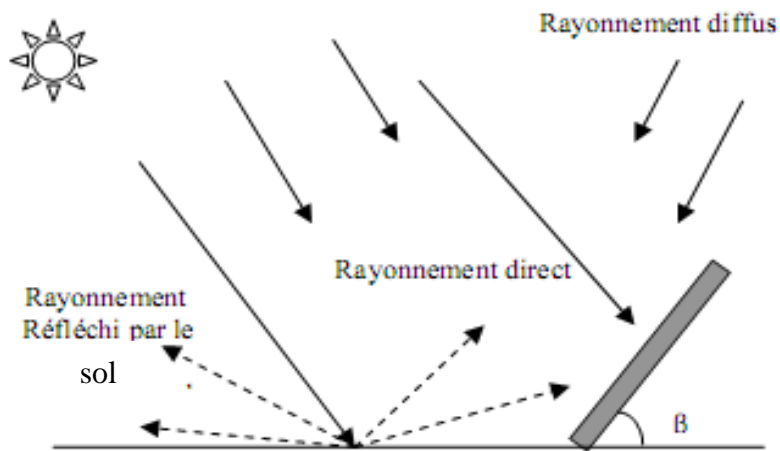
$$H_d = r_d \overline{H_d} \quad (\text{I.14})$$

$$\overline{H_b} = \overline{H} - \overline{H_d} \quad (\text{I.15})$$

**I.3.2.Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée**

Dans la majorité des cas d’application, il est nécessaire de calculer le rayonnement solaire sur des surfaces d’orientation quelconque. Une telle surface reçoit:

- un rayonnement direct.
- un rayonnement diffus provenant de la voûte céleste.
- un rayonnement diffus réfléchi ayant pour origine la réflexion du rayonnement global sur le sol avoisinant. (Voir la figure (I-1), où  $\beta$  représente l’angle d’inclinaison).



**Figure I-1:** Composantes du rayonnement global sur une surface inclinée.

**I.3.2.1.Rayonnement direct sur une surface inclinée**

Connaissant le rayonnement direct sur une surface horizontale  $H_b$ , le rayonnement direct sur une surface incline  $H_{bi}$  est donné par la formule suivante[1]:

$$H_{bi} = R_b H_b \tag{I.16}$$

$H_{bi}$  : représente le rayonnement direct sur une surface inclinée.

$R_b$  : représente le rapport du rayonnement direct journalier sur une surface inclinée à celui sur une surface horizontale. Il est donné par l’expression suivante:

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \tag{I.17}$$

Avec:

$\theta_z$  représente l’angle de zénith, il est donné par l’équation suivante[2]:

$$\cos\theta_z = \sin\delta \sin\phi + \cos\delta \cos\phi \cos\omega \tag{I.18}$$

$\theta$  est l'angle d'incidence, il représente l'angle entre un rayon arrivant directement du soleil et la normale à la surface réceptrice. Pour une surface orientée vers le sud, il est donné par[2]:

$$\cos\theta = \cos(\varphi - \beta) \cos\delta \cos\omega + \sin(\varphi - \beta) \sin\delta \quad (\text{I.19})$$

### I.3.2.2.Rayonnement diffus sur une surface inclinée

En admettant que le rayonnement diffus est isotrope, c'est-à-dire uniformément réparti sur la voûte céleste. Sa valeur est donnée par :

$$H_{di} = H_d F_d \quad (\text{I.20})$$

Avec :

$H_{di}$  : représente le rayonnement diffus sur une surface inclinée.

$F_d$ : représente le facteur d'angle plan incliné-ciel, il est donné par [2]:

$$F_d = \frac{1}{2} (1 + \cos\beta) \quad (\text{I.21})$$

Ce qui donne :

$$H_{di} = \frac{H_d}{2} (1 + \cos\beta) \quad (\text{I.22})$$

### I.3.2.3.Rayonnement provenant de la réflexion

Le rayonnement diffusé par le sol, souvent très inférieur au rayonnement diffus du ciel, et il est donné par[2] :

$$H_r = \rho_s F_r H \quad (\text{I.23})$$

$H_r$  représente le rayonnement solaire reçu par une surface inclinée provenant de la réflexion sur le sol.

$\rho_s$  représente le coefficient de réflexion de la lumière diffuse du sol(aussi appelé albédo du sol). Sa valeur est fixée par 0,35.

$F_r$  : représente le facteur d'inclinaison du rayonnement réfléchi.

Si le ciel est clair, il est donné par[2]:

$$F_r = 0 \quad (\text{I.24})$$

Si le ciel est couvert, il est donné par[2]:

$$F_r = \frac{1}{2} (1 - \cos\beta) \quad (\text{I.25})$$

### I.3.2.4.rayonnement solaire global

Connaissant maintenant les trois composants du rayonnement solaire sur une surface inclinée.  $H_{bi}$  et  $H_r$  .  $H_{di}$  Donc, le rayonnement solaire global instantané sur une surface inclinée  $G$  est donné

par :

$$G = H_{di} + H_{bi} + H_r \quad (I.26)$$

G : rayonnement global instantané sur une surface inclinée.

#### I.4.Description de l'algorithme de calcul

Nous avons établi un code de calcul qui a pour but de déterminer le rayonnement solaire global instantané reçu par une surface inclinée pour une journée moyenne. Ce code de calcul est basé sur l'enchaînement des équations précédentes, dont l'algorithme est résumé comme suit :

- 1- Entrée des coordonnées géographiques du site où l'on veut calculer le rayonnement solaire, telles que sa latitude et longitude (par rapport la région d'El Oued).
- 2- Entrée des données concernant la journée moyenne
- 3- Détermination des données astronomiques telles que: la déclinaison solaire, l'angle horaire du soleil, l'angle horaire de coucher du soleil, le rayonnement extraterrestre et le coefficient de transmission mensuelle.
- 4-Calcul de la moyenne mensuelle du rayonnement solaire journalier  $H$  sur une surface horizontale.
- 5-Estimation des moyennes mensuelles des rayonnements journaliers (diffus  $H_d$  et direct  $H_b$ ) sur une surface horizontale.
- 6-Passage des rayonnements journaliers aux valeurs instantanées via les formules de Collares-Pereira et Rabl, Liu et Jordan (calcul de  $H$ ,  $H_d$  et  $H_b$  sur une surface horizontale).
- 7- Estimation des rayonnements solaires instantanés reçus par une surface inclinée (rayonnement direct  $H_{bi}$ , rayonnement diffus  $H_{di}$  et rayonnement provenant de la réflexion sur le sol  $H_r$ ).
- 8- Sommation des rayonnements  $H_{bi}$ ,  $H_{di}$  et  $H_r$  pour obtenir le rayonnement solaire global instantané  $G$  sur une surface inclinée

## **II.1.Introduction**

Vu l'importance du phénomène d'adsorption dans l'analyse et l'étude des machines frigorifiques à adsorption, nous avons vu l'importance de consacrer ce chapitre à l'étude thermodynamique de ce phénomène avec ces différents aspects.

Après une brève explication sur le mécanisme d'adsorption, nous avons distingué deux types d'adsorption (physique ou chimique) selon leurs natures de fixation des molécules de gaz et leurs énergies mises en jeu.

## **II.2.Description du phénomène d'adsorption**

### **II.2.1.Définition**

Fantana et Schelle [ 3 ] ont découvert le phénomène d'adsorption en 1711. Ce phénomène (figure II-1) 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.

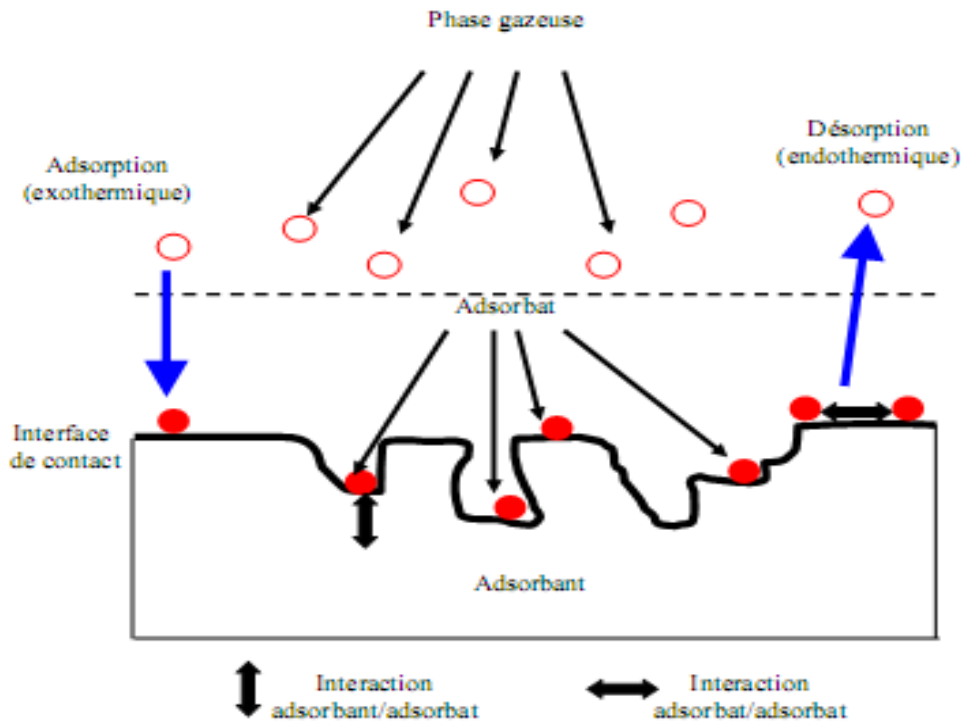
Ce phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle chaleur isostérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions (figure II-1):

- 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 (figure II-1) :

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



**Figure II-1:** *Phénomène d'adsorption*

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 totale du gaz adsorbé. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur.

## II.2.2. Types d'adsorption

L'étude du phénomène d'adsorption montre que la nature de celle-ci varie selon les situations étudiées. Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui diffèrent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu :

### II.2.2.1. Adsorption physique (physisorption)

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].

### II.2.2.2. Adsorption chimique (chimisorption)

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 [4].

### II.3.Relations d'équilibre

La détermination du nombre de degrés de liberté du système consiste en une étape préliminaire dans le développement d'un modèle de simulation, ce nombre représente les variables intensives indépendantes du système, il est déterminé comme suit :

Lors de l'adsorption d'un gaz sur une surface solide, il y a une distribution des molécules entre les phases gazeuse et adsorbée jusqu'à un état d'équilibre (similaire à celui existant entre un liquide et sa vapeur) dont le nombre de degrés de liberté au sens de GIBBS vaut:

$$V = n - \varphi + 2 \quad (\text{II.1})$$

$V$  : Nombre de degrés de liberté

$n$  : Nombre de constituants

$\varphi$  : Nombre de phases

Dans notre cas :  $V = 2 - 2 + 2 = 2$

Le système est donc bivariant, cela signifie que deux variables indépendantes seulement décrivent complètement le système et que l'équilibre thermodynamique est contrôlé par ces deux variables. Pour caractériser cet équilibre, nous avons besoin de connaître une grandeur en fonction des deux autres. Il s'agit de la loi décrivant la quantité de matière adsorbée en fonction de la température et de la pression ; donc pour un couple adsorbant/adsorbat donné, la masse adsorbée est donnée par:

$$m = f(T, P) \quad (\text{II.2})$$

$f(T, P)$  représente l'approche utilisée pour corréler les variables  $T$  et  $P$ .

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

- à pression constante  $m = f(T)$ , nous obtenons des courbes isobares (figure II-2) ;

- à température constante  $m = f(P)$ , nous obtenons des courbes isothermes;

vu ses richesses en renseignements et ses simplicités de réalisation expérimentale, ces courbes sont plus utilisées (voir figure II-3).

- à masse constante  $P = f(T)$ , nous obtenons des courbes isostériques; l'expérience et la théorie

montrent que ces dernières sont approximativement des droites dans le diagramme de Clapeyron ( $\ln P, -1/T$ ) (voir figure II-4).

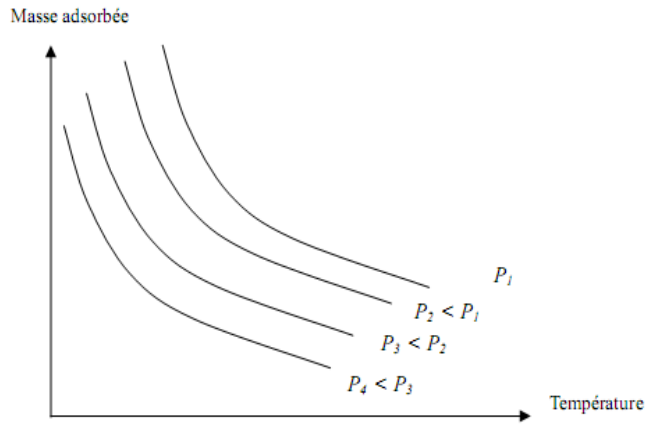


Figure II-2 : Allure schématique des isobares d'adsorption

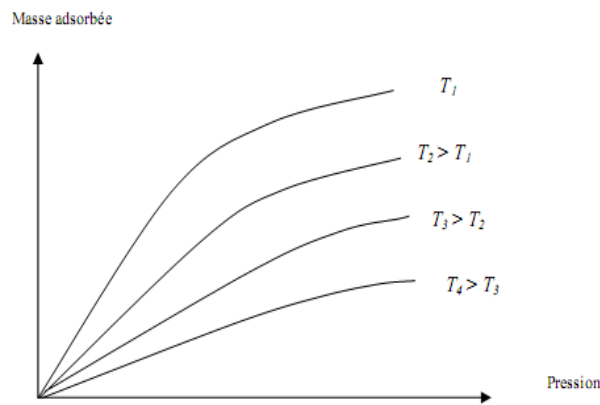


Figure II-3 : Allure schématique des isothermes d'adsorption

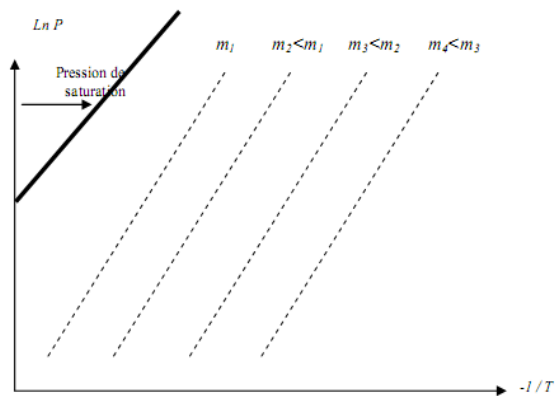


Figure II-4 : Schéma d'un réseau d'isostères d'adsorption

## II.4. Chaleur isostérique d'adsorption

L'adsorption est un processus exothermique qui se produit donc avec un dégagement de chaleur; la principale justification qui a toujours été donnée pour prouver que l'adsorption est exothermique est la suivante:

L'adsorption d'un gaz sur un solide est un processus spontané qui s'accompagne donc d'une diminution d'enthalpie libre de GIBBS du système ( $\Delta G < 0$ ). En s'adsorbant, le gaz perd des degrés de liberté. Par conséquent, son entropie diminue ( $\Delta S < 0$ ) et conformément au deuxième principe de la thermodynamique dont l'équation est [5]:

$$\Delta H_{ads} = \Delta G + T\Delta S \quad (\text{II.3})$$

Où:  $\Delta H_{ads}$  est l'enthalpie ou chaleur isostérique d'adsorption (appelée aussi chaleur différentielle d'adsorption), cette dernière doit être négative. L'adsorption est donc un processus exothermique.

La chaleur isostérique d'adsorption peut être décomposée en deux termes qui correspondent aux deux étapes habituelles du passage de la phase gazeuse à la phase adsorbée:

- Etape 1: Condensation:  $\Delta H = \Delta H_{condensation}$ .
- Etape 2: Fixation des molécules sur la surface active:  $\Delta H = \Delta H_{adhésion}$

Donc:

$$q_{st} = \Delta H = \Delta H_{condensation} + \Delta H_{adhésion} \quad (\text{II.4})$$

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

Généralement, la chaleur isostérique d'adsorption  $q_{st}$  peut être mesurée par des techniques expérimentales ou estimées à partir de plusieurs méthodes analytiques ; choisissant l'une basée sur les lois de base de la thermodynamique développé comme suit:

Le processus d'adsorption étant un processus à l'équilibre, obéit à une équation du type Clausius-Clapeyron[5]:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\text{Chaleur isostérique d'adsorption}}{(V_{gaz} - V_{adsorbat}) T} = \frac{q_{st}}{(V_{gaz} - V_{adsorbat}) T} \quad (\text{II.5})$$

Comme à l'équilibre, le volume du gaz en phase gazeuse est beaucoup plus grand que le volume de

gaz adsorbé, l'équation se réduit à:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{q_{st}}{V_{gaz}T} \quad (\text{II.6})$$

Dans le cas où nous avons un gaz parfait, le volume d'une mole du gaz est donné par :

$$V_{gaz} = RT/P \quad (\text{II.7})$$

Cette relation permet de modifier la précédente équation :

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dT} = \frac{q_{st}}{RT^2} \quad (\text{II.8})$$

L'intégration de cette équation permet de trouver:

$$\ln P = \frac{-q_{st}}{RT} + C \quad (\text{II.9})$$

$C$ : est la constante d'intégrale.

La quantité  $q_{st}$  peut donc être déterminée à partir d'une droite représentant la variation de  $\ln P$  en fonction de  $(-1/T)$  (voir la figure II-5).

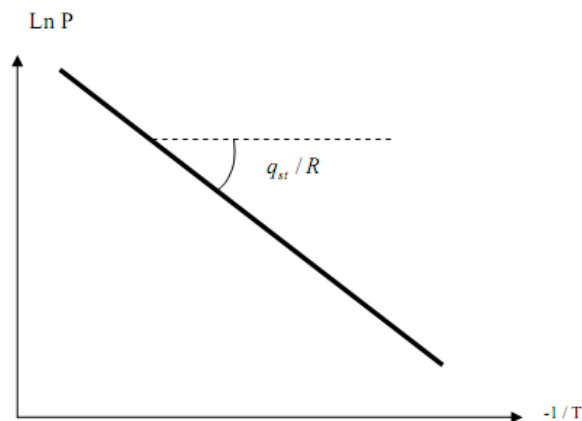


Figure II-5 : Détermination de la chaleur isostérique d'adsorption

## II.5. Modèles de l'adsorption

Le principe modèle qui ont traité le phénomène avec succès et permettant de l'expliquer ou de l'interpréter seront exposés dans ce chapitre :

### II.5.1. Le modèle Semi empirique de Dubinin

Ce modèle est basé sur une approche macroscopique du phénomène de l'adsorption introduite par POLANYI. Approche purement thermodynamique ne faisant appel à aucune connaissance préalable de la structure moléculaire de l'adsorbant.

Définissons le potentiel d'adsorption réversible, et isotherme, comme étant le travail effectuée par les forces d'adsorption, pour faire passer une molécule d'adsorbant de la phase gazeuse sous la pression  $P_0$ , jusqu'à ce point sous la pression d'équilibre  $P$  à la température  $T$ .

Si on suppose que le gaz se comporte de manière idéale, que le film forme est incompressible et que la formation d'un liquide entraîne un travail négligeable, on peut écrire [6]:

$$\varepsilon = \Delta G_{adsorption} = RT \ln \frac{P_0}{P} \quad (\text{II.10})$$

Soit  $\theta$  le rapport entre le volume adsorbé ( $w$ ) et le volume maximal adsorbable ( $w_0$ ) qui peut être contenu dans l'adsorbant.

La théorie postule l'existence d'une fonction  $f(\Delta G)$  indépendante de la température, appelée fonction caractéristique qui relie  $\Delta G$  au taux de remplissage  $\theta$ .

On peut alors écrire:

$$\theta = f(\Delta G) \quad (\text{II.11})$$

Et:

$$\left( \frac{\partial \Delta G}{\partial T} \right)_w = 0 \quad (\text{II.12})$$

Dubinin et Coll ont développé le concept du (remplissage en volume) lors de l'adsorption de gaz sur adsorbants microporeux. Cette théorie présente deux hypothèses principales [6]:

1- les courbes caractéristiques de différents adsorbats sur le même adsorbant se correspondent, si l'on utilise un coefficient d'affinité  $b$

$$\Delta G = RT \ln \frac{P_0}{P} = \beta f^{-1}(V) \quad (\text{II.13})$$

2- Dubinin propose de prendre comme fonction caractéristique:

$$\theta = \exp \left( \left[ -\frac{K \Delta G^2}{\beta^2} \right] \right) \quad (\text{II.14})$$

Equation que l'on notera désormais, équation  $D-R R$  pour Dubinin- Radushkevitch.

L'équation  $D - R R$  a une origine empirique et prévoit une loi de distribution de Rayleigh de la forme [6]:

$$f(\Delta G) = \frac{2K \Delta G}{\beta} \exp \left( -\frac{K \Delta G^2}{\beta^2} \right) \quad (\text{II.15})$$

$$\ln w = \ln w_0 - D \left[ T \ln \frac{P_0}{P} \right]^2 \quad (\text{II.16})$$

Avec:

$$D = \frac{KR^2}{\beta^2} \quad (\text{II.17})$$

$w_0$  : Est le volume maximal adsorbable.

$w$  : Est le volume d'adsorbat contenue dans l'adsorbant.

$P_s$  ou  $P_0$  : Est la pression de vapeur saturante de l'adsorbat a la température de l'adsorbant T.

$P$  : Est la pression de vapeur existant a l'interface Solide - Vapeur.

Les quantités  $w$  et  $w_0$  sont reliées aux masses correspondantes par leurs masses volumiques  $\rho$  :

$$W = \frac{m(T,P)}{\rho(T)} \quad \text{Et} \quad W_0 = \frac{m_0(T)}{\rho_0(T)} \quad (\text{II.18})$$

Dubinin Suggère d'utiliser l'approximation suivante pour les valeurs de  $\rho(T)$  et  $\rho_0(T)$ :

- Pour une température inférieure a la température normale d'ébullition, la masse volumique est considérée comme égale a celle du liquide.

- Pour une température comprise entre la température normale d'ébullition et la température critique, la masse volumique ( $\rho$ ) est obtenue en interpolant entre la masse volumique du liquide a la température normale d'ébullition, et la masse volumique du liquide a la température critique prise égale à  $\frac{m}{b}$ , ou

-  $m$  : est la masse molaire de l'adsorbat.

-  $b$  : est la constante de l'équation de "Van der Walls".

Récemment d'autres auteurs ont propose d'autres valeurs de  $p(T)$ .

On peut calculer la chaleur isothermique d'adsorption  $\Delta H$  et a partir de la relation de Clapeyron:

$$\Delta H = -L(T) - RT \ln \frac{P_s}{P} - \frac{R\alpha}{2D} \left( \ln \frac{P_s}{P} \right)^{-1} \quad (\text{II.19})$$

Où:

$L(T)$  : Est la chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat a la température T.

$\alpha$  : Est le coefficient de dilatation de la phase adsorbée, calcule par:

$$\alpha = \frac{d}{dT} (\ln m_0(T)) \quad (\text{II.20})$$

Une importante remarque doit être signalée:

- Quand la pression  $P$  tend vers la pression de vapeur saturante  $P_0 (P_s)$ , la chaleur isothermique calculée par (II.19) diverge.

## II.6.Choix du couple adsorbant/adsorbat

Il est largement identifié que l'un des problèmes les plus significatifs dans la conception d'une machine frigorifique à adsorption est le choix du couple adsorbant/adsorbat approprié .

En effet, plusieurs couples ont été utilisés dans ce genre de machines. Cependant, la sélection de ces derniers est essentielle car l'efficacité de la machine dépend de certaines caractéristiques physiques et chimiques prépondérantes, telles les conditions thermodynamiques (température et pression, ...etc), la complexité dans la manipulation et les soucis environnementaux ...etc.

Tant que le couple adsorptif est composé d'un adsorbant et adsorbat, une étude séparée de chaque partie du couple est nécessaire:

### II.6.1.Choix de l'adsorbant

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 :

- Les corps utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux qui présentent une très grande surface spécifique. A titre d'exemple, les charbons actifs présentent une surface spécifique de l'ordre de 400 à 2000  $m^2 / g$  .

Le tableau II-1 donne la surface spécifique de différents adsorbants utilisés dans l'adsorption[7].

Surface spécifique ( $m^2 / g$ )	Adsorbant
400 à 2000	Charbons actifs
300 à 600	Tamis moléculaires carbonés
500 à 800	Zéolites
600 à 800	Gels de silice
200 à 400	Alumines activées
100 à 700	Adsorbants à base de polymère

**Tableau II-1:** Surface spécifique de différents adsorbants

- 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.

Les considérations précédentes justifient donc le choix porté dans la majorité des travaux effectués jusqu'à maintenant, sur les adsorbants suivants: les zéolites, les charbons actifs, les gels de silice et les alumines activées, ...etc. Ces adsorbants sont soit des corps naturels, soit améliorés par un traitement qui a pour effet d'augmenter leur surface spécifique, ou bien des corps artificiels dont certains ont une composition et une structure voisines de celles des corps naturels.

### **II.6.2.Choix de l'adsorbat**

L'autre partie du couple est l'adsorbat (ou le réfrigérant). L'identification et le choix de ce dernier sont basés sur trois critères (technique, écologique et économique):

#### **II.6.2.1.Critère technique**

Le choix de l'adsorbat est dicté par un ensemble des contraintes techniques (pression, propriétés thermodynamiques et sécurité) suivantes:

- Posséder une grande chaleur latente d'évaporation.
- Avoir une faible viscosité.
- Avoir une grande conductivité thermique.
- être constitué de petites molécules facilement adsorbables.
- Avoir une chaleur spécifique la moins élevée possible.
- Avoir la composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine.
- être compatible avec le matériau de construction de la machine.
- N'ayant pas d'effet sur les denrées à conserver dans le cas de la congélation et la réfrigération.
- être sans toxicité.
- être ininflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Et sa pression doit être supérieure à la pression atmosphérique pour éviter des problèmes techniques tels que les fuites.

#### **II.6.2.2.Critère écologique**

L'utilisation et la fabrication des adsorbats doivent être réalisées sans aucun effet négatif sur l'environnement. À titre d'exemple: l'utilisation des CFC est interdite. Des HCFC et des HFC sont soumises à une réglementation de plus en plus sévère du fait de leur contribution à l'effet de serre.

D'autres recherches s'orientent vers le développement de nouveaux fluides frigorigènes possédant une efficacité énergétique intéressante tout en restant neutres vis-à-vis de l'environnement.

### II.6.2.3. Critère économique

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

Les différents critères et propriétés cités ci-dessus sont techniquement contradictoires car l'amélioration d'une caractéristique entraîne souvent la détérioration d'une autre. Jusqu'à maintenant, l'adsorbat qui réunit toutes ces conditions n'existe pas pratiquement. Néanmoins, il y a des adsorbats qui satisfont à un nombre élevé de ces conditions et ce en fonction des besoins spécifiques en froid. Parmi eux nous citons : l'eau, l'ammoniac et le méthanol. On présente ci-dessous quelques caractéristiques de ces adsorbats:

**L'eau :** ( $H_2O$ ) est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme, disponible, a des bonnes propriétés thermiques et sa pression de fonctionnement est faible (20 mbar-80 mbar). Sa gamme de température de production de froid est réduite (0 °C, 10 °C), qui ne peut être utilisée dans des applications de congélation. Mais elle est bien adaptée pour la climatisation. Toutefois, l'eau reste un fluide « idéal » d'un point de vue toxicité et environnement [8].

**L'ammoniac :** ( $NH_3$ ) ce fluide frigorigène présente une chaleur latente d'évaporation et une conductivité thermique élevées, sa pression de fonctionnement est élevée (0.5 - 5 bar) supérieure à la pression atmosphérique, ce qui peut être retenu comme avantage. La gamme de température de production de froid est importante (-50 °C, 10 °C) [8]. Cependant, il est très dangereux, formant avec l'air un mélange explosif et peut former une certaine réaction chimique avec les matériaux de construction de la machine tel que le cuivre. Donc, il nécessite pour son emploi l'utilisation des matériaux résistants comme l'acier inoxydable.

**Le méthanol :** ( $CH_3OH$ ) est un frigorigène agréable, il possède les propriétés suivantes[8]:

- La gamme de température de production de froid est (-15 °C, 10 °C).
- Sa chaleur latente d'évaporation est haute et égale presque à la moitié de celle de l'eau.
- Ses molécules sont petites (4 Å) pouvant être facilement adsorbées dans les micropores de diamètre plus petit que 20 Å .
- Son point d'ébullition (~ 65 °C à pression 1 atm) est beaucoup plus haut que la température ambiante Cependant, il a quelques inconvénients tels que :
- Sa décomposition à des températures supérieures à 150°C ce qui impose une prise de précautions pour son utilisation dans des applications solaires.

- Sa pression de son fonctionnement est faible (5 mbar -100 mbar), est inférieure à la pression atmosphérique, ce qui nécessite des équipements spéciaux pour éviter les fuites.
- Son niveau de toxicité est élevé et sa forte odeur.
- Son inflammabilité. Il brûle dans l'air en formant du dioxyde de carbone et de l'eau.

Le choix d'un bon couple dépend aussi de l'application. Par exemple, le zéolithe/eau et le silicagel/eau sont préférables pour la réfrigération, le conditionnement de l'air et la conservation des produits pharmaceutiques. La température de régénération avec ces deux couples est un peu élevée.

Dans le cas où l'on veut obtenir des températures inférieures à 0 °C, il n'est plus possible d'utiliser l'eau comme adsorbat. L'utilisation de la zéolithe comme adsorbant avec le méthanol comme adsorbat n'est pas possible aussi, car une dissociation chimique du méthanol commence à se produire à des températures inférieures à 100 °C, ce qui bloque le processus d'adsorption. Avec le charbon actif, cette dissociation est négligeable à des températures inférieures à 150 °C, ce qui est parfaitement approprié aux applications solaires de réfrigération. De plus, le charbon actif permet de cycler une masse de méthanol plus grande que la zéolithe et conduit à un coefficient de performance thermique plus élevé .

### III.1. Introduction

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 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 de fonctionnement.
- L'effet des propriétés de l'adsorbent (sa masse et son matériau de construction).
- L'effet du couple adsorbant/adsorbat.

### III.2. Machines frigorifiques

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur  $Q_1$  d'une source dite source utile à un niveau de température  $T_1$  et injecter une quantité  $Q_2$  à un autre niveau de température  $T_2$ .

Si  $T_1$  est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température  $T_2$ ), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire.

Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) . on distingue deux grandes catégories de machines :

- Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- Machines à énergie thermique qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température  $T_3$ . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur (machines trithermes). À titre d'exemple les machines à sorption.

### III.3. Machine à adsorption

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un

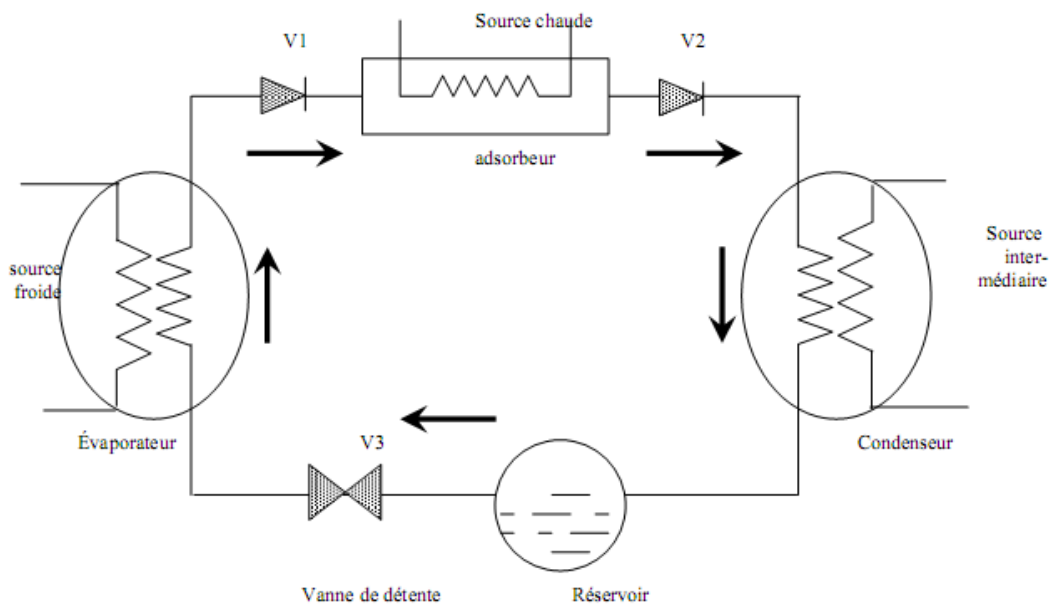
adsorbent ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié.

### III.3.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure (III-1).

Dans le cas le plus simple, la machine comporte les composants suivants:

- un adsorbent (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.
- Un condenseur, en contact avec une source intermédiaire dans lequel le réfrigérant se condense à la pression de condensation.
- Un réservoir, qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.
- Une vanne de détente V3.
- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à pression d'évaporation.
- Deux clapets anti-retour V1 et V2.



**Figure III-1:** Schéma d'une machine frigorifique à adsorption

### III.3.2. 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'adsorbeur 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.

### III.3.3. Cas d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Dans une machine solaire à adsorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur situé à l'intérieur d'un capteur solaire. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire est de convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système.

Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, l'adsorbeur doit présenter un volume suffisant pour contenir l'adsorbant. De plus, il n'y a pas de circulation d'un fluide caloporteur dans le capteur. Le fonctionnement discontinu du cycle autorise une seule connexion, jouant alternativement la fonction d'entrée et de sortie du fluide frigorigène. Le schéma le plus simple possible permettant de réaliser de façon pratique un fonctionnement intermittent est représenté par la figure(III-2).

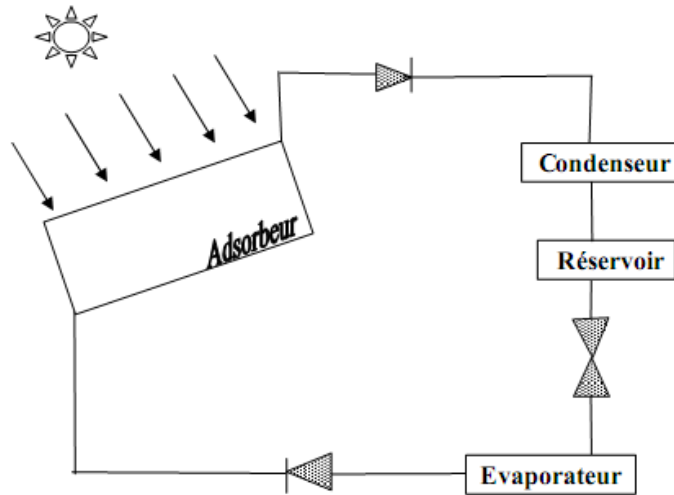


Figure III-2: Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption

### III.4. Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption

La machine frigorifique à adsorption fonctionne par cycle. La figure (III-3) 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'adsorbteur.

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 (III-4)).

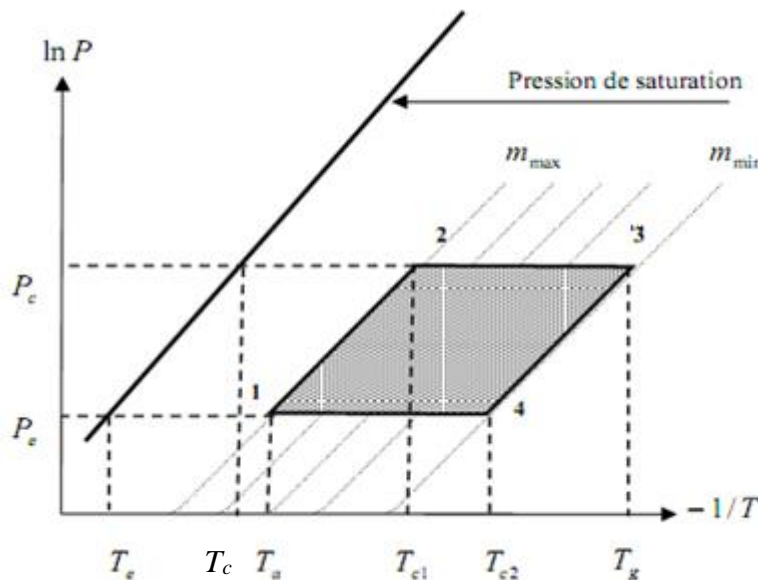


Figure III-3: Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron

### III.4.1. Phase de chauffage

#### III.4.1.1. 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'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  $T_{c1}$ .

#### III.4.1.2. 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.

### III.4.2. Phase de refroidissement

#### III.4.2.1. 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  $m_{\min}$ .

#### III.4.2.2. 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

correspondant 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 :

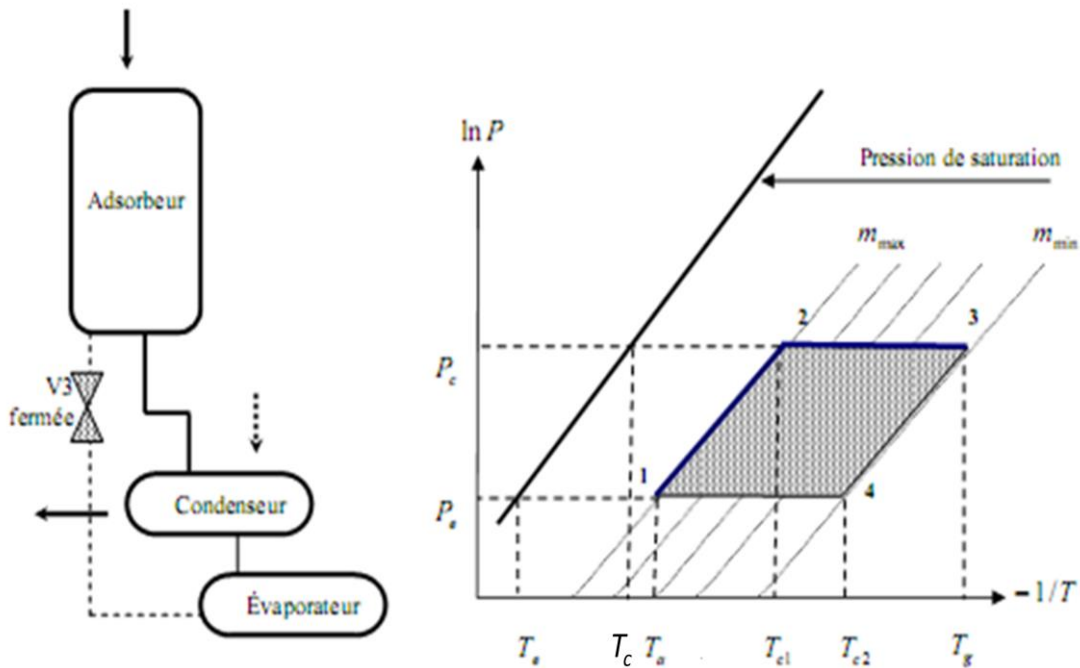
$T_a$ : Température minimale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température d'adsorption).

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

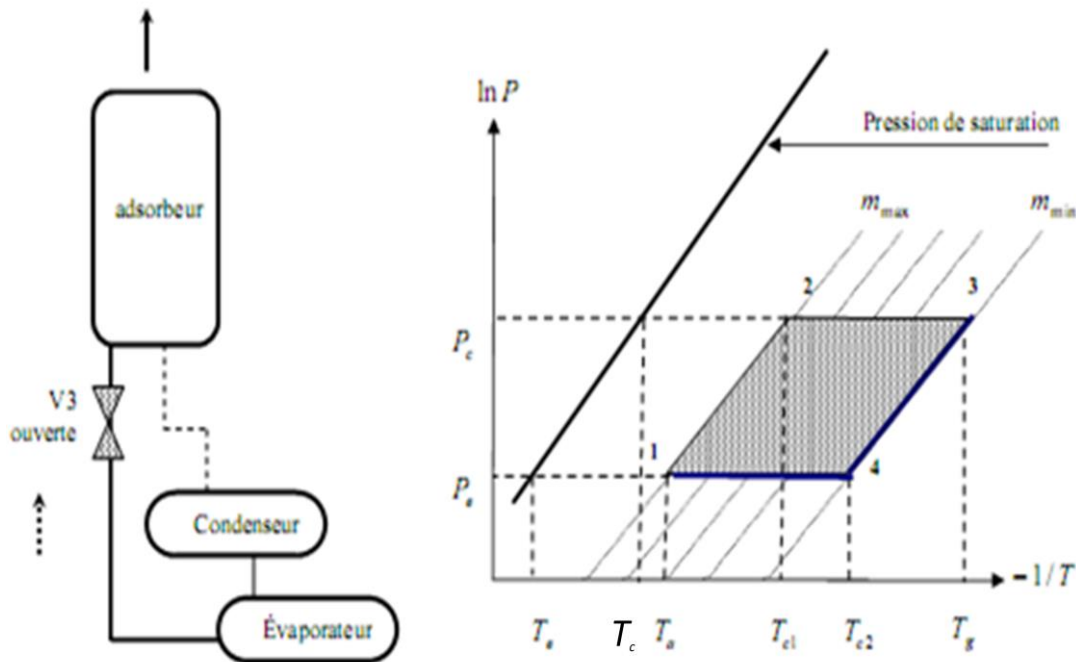
$T_c$ : Température de condensation.

$T_e$ : 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.



Phase de chauffage



Phase de refroidissement

**Figure III-4:** Description schématique du cycle intermittent idéal dans un diagramme de Clapeyron, ( $\ln P - 1/T$ )

Un cycle réel s'éloigne un peu de cette description, pour les raisons suivantes:

- Les gradients de température et de concentration existants principalement dans les phases de chauffage et de refroidissement isostérique ( $1 \rightarrow 2$ ) et ( $3 \rightarrow 4$ ) produisent, en fait, plusieurs lignes correspondant aux différentes parties du lit poreux. Pour cette même raison le seuil de désorption ou d'adsorption ne correspond pas exactement à un seul point sur ce diagramme. Ainsi, le concept de pression seuil (au lieu de température seuil) est plus convenable pour la description du cycle réel.
- La pression dans le condenseur et l'évaporateur durant les phases isobares ( $2 \rightarrow 3$ ) et ( $4 \rightarrow 1$ ) est supposée constante. Tandis que dans le cas d'un condenseur à air, l'évolution de la température de condensation aura une allure proche de celle de la température ambiante. En ce qui concerne la pression de l'évaporateur, son évolution dépend également de l'application. Par exemple, si l'on utilise dans la chambre frigorifique un stockage de froid sous forme de chaleur latente, la température d'évaporation sera en principe constante [9].
- La machine réelle ne suit pas un cycle thermodynamique fermé, c'est-à-dire le cycle ne revient pas à son point de départ (point 1) à cause de la présence des pertes thermiques au niveau de l'adsorbent durant les phases de refroidissement.

### III.5. Détermination des températures seuil du cycle

La définition du cycle thermodynamique d'une machine à adsorption est achevée lorsque les deux points critiques (seuils) de ce cycle sont déterminés et définis. Cependant dans le calcul du coefficient de performance thermique nous n'avons besoin que la température seuil de désorption  $T_{c1}$ . Alors que,  $T_{c2}$  est plus convenable dans les calculs des performances des pompes à chaleur.

La température seuil de désorption  $T_{c1}$  est définie comme la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur. La température seuil d'adsorption  $T_{c2}$  est définie comme la température à partir de laquelle le phénomène d'adsorption commence, elle correspond à l'évaporation de la première goutte liquide dans l'évaporateur.

Pour obtenir les relations analytiques entre  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  avec la température de condensation et d'évaporation, nous devons tenir compte de la supposition de deux isostères pendant les phases

(1 → 2) et (3 → 4) (voir la figure III-3), on obtient :

$$m(T_a, P_e) = m(T_{c1}, P_c) \quad (III.1)$$

$$m(T_g, P_c) = m(T_{c2}, P_e) \quad (III.2)$$

En rappelant, que l'équation d'état de l'adsorption est donnée par:

$$m = w_0 \rho_l(T) \exp \left[ -D \left( T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (III.3)$$

Par l'application de l'équation (IV.3) aux équations (IV.1) et (IV.2), on obtient respectivement :

$$\rho_l(T_a) \exp \left[ -D \left( T_a \ln \frac{P_s(T_a)}{P_e} \right)^n \right] = \rho_l(T_{c1}) \exp \left[ -D \left( T_{c1} \ln \frac{P_s(T_{c1})}{P_c} \right)^n \right] \quad (III.4)$$

$$\rho_l(T_g) \exp \left[ -D \left( T_g \ln \frac{P_s(T_g)}{P_c} \right)^n \right] = \rho_l(T_{c2}) \exp \left[ -D \left( T_{c2} \ln \frac{P_s(T_{c2})}{P_e} \right)^n \right] \quad (III.5)$$

Pour obtenir la température  $T_{c1}$ , nous devons résoudre l'équation (III.4). On donne des valeurs à la température  $T_{c1}$  dans un intervalle  $[T_a, T_{c1 \max}]$ , où  $T_{c1 \max}$  est la valeur maximum de  $T_{c1}$  (arbitrairement choisie) et chaque fois, on compare les valeurs de la masse adsorbée calculée correspondante à des valeurs de température données précédemment, à  $m(T_a, P_e)$  l'obtention de la valeur de  $T_{c1}$  correspondant à  $m(T_a, P_e) - m(T_{c1}, P_c) = 0$

La résolution de l'équation (III.5) nous donne la température seuil d'adsorption  $T_{c2}$ , en utilisant la même procédure que précédemment.

Nous présentons dans les figures (III-5) et (III-6) respectivement, les valeurs trouvées de  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$ . Où, les estimations de la pression de saturation  $P_s(T)$  et la masse volumique de la phase adsorbée  $\rho_f(T)$  du méthanol.

La figure (III-5) montre que  $T_{c1}$  est une fonction décroissante de la température d'évaporation  $T_e$  et croissante avec la température de condensation  $T_c$ . En effet, la diminution de  $T_e$  entraîne une diminution de la pression de saturation à cette température ( $P_s(T_e) = P_e$ ) et par conséquent, la diminution de la masse adsorbée  $m_{\max} = m(T_a, P_e)$ , ce qui implique l'imposition des températures plus élevées à l'adsorbeur pour atteindre la pression  $P_s(T_c) = P_c$  à l'intérieur de l'adsorbeur isolé, pour que la première goutte de liquide apparaisse dans le condenseur. En conséquence, si la température d'évaporation  $T_e$  diminue la température de désorption  $T_{c1}$  augmente.

Une diminution de la température de condensation  $T_c$  entraîne une diminution de la pression de saturation dans le condenseur  $P_s(T_c) = P_c$ , cela implique l'imposition à l'adsorbeur des températures plus basses pour atteindre la pression  $P_s(T_c) = P_c$ , pour que la désorption commence, et par conséquent  $T_{c1}$  diminue. L'inverse des remarques faites précédemment est illustré par la figure (III-6) pour la température seuil d'adsorption  $T_{c2}$ .

À partir du diagramme de Clapeyron du cycle (figure III-3), on peut arriver à l'effet qualificatif de la température d'évaporation et de condensation sur les deux températures seuil du cycle. L'algorithme de calcul utilisé dans notre modèle pour obtenir les deux températures seuil de désorption et d'adsorption  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  est résumé dans l'organigramme de la figure (III-7).

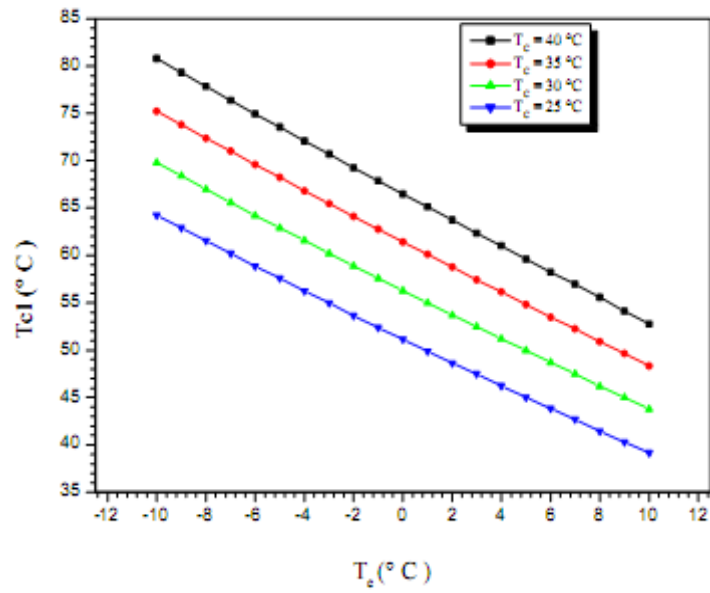


Figure III-5: Température seuil de désorption en fonction de  $T_e$  et  $T_c$  ( $T_g = 25$  °C)

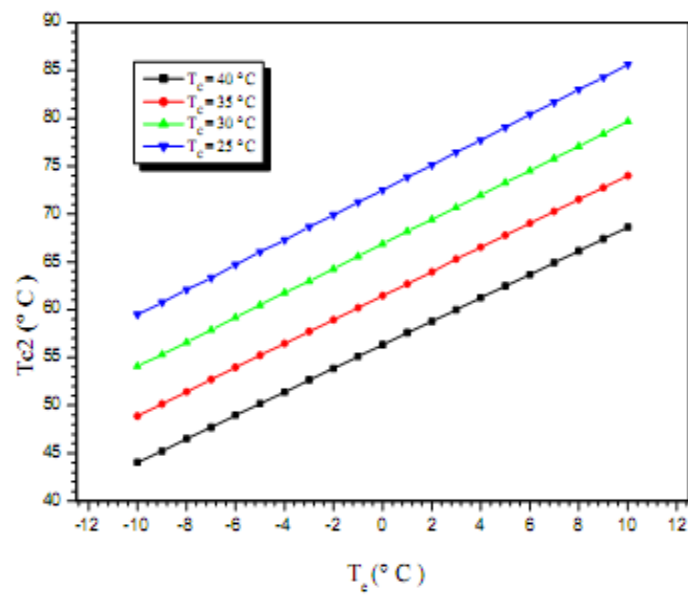
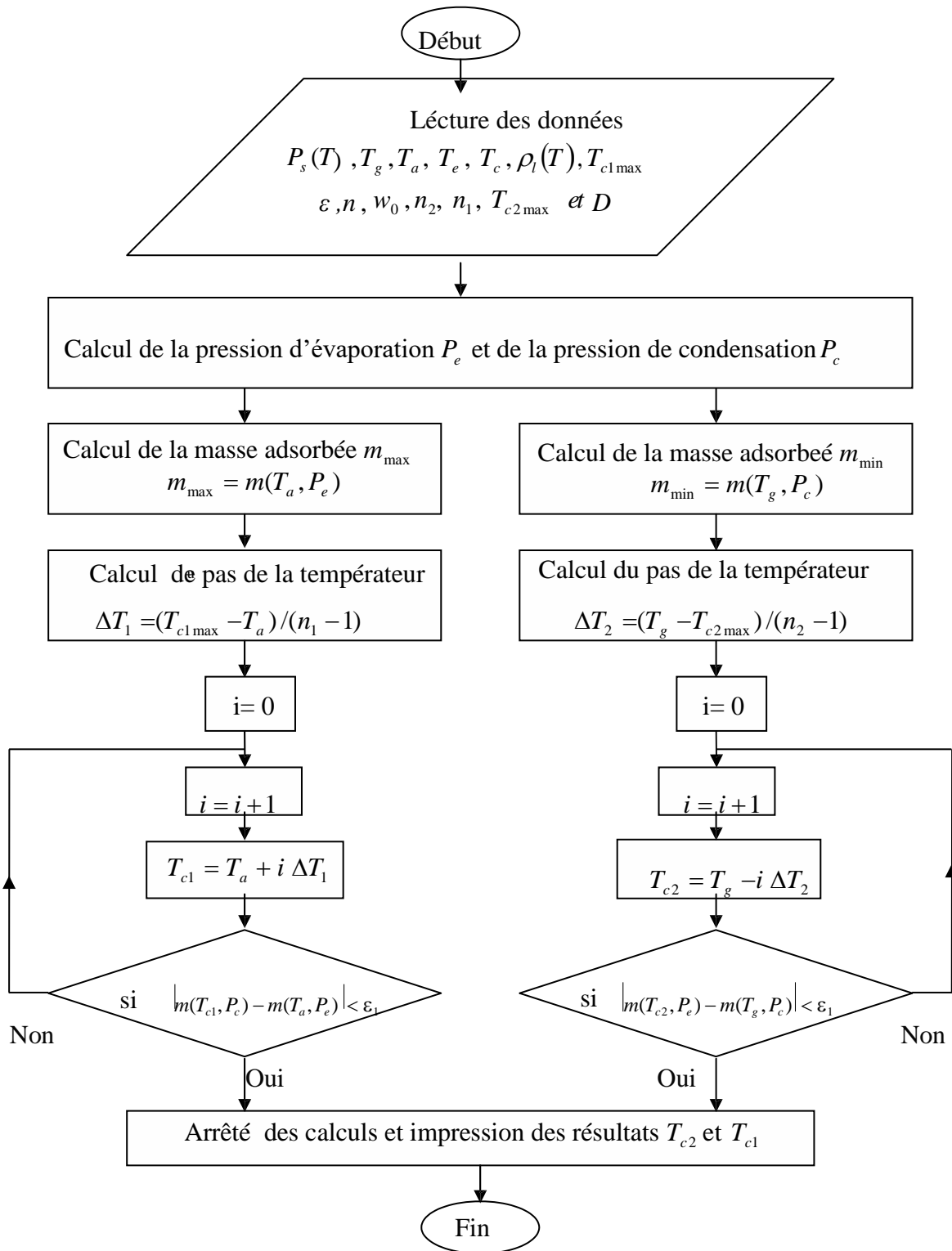


Figure III-6: Température seuil d'adsorption en fonction de  $T_e$  et  $T_c$  ( $T_g = 105$  °C)



**Figure III-7:** Organigramme de calcul des températures seuil de désorption et d'adsorption.

$\epsilon_1 = 10$  est le critère de convergence;  $n_1$  et  $n_2$  sont respectivement, le nombre de divisions des intervalles  $[T_a, T_{c1max}]$  et  $[T_g, T_{c2max}]$ .

### III.6. Coefficients de performance thermique ( $COP_{th}$ )

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.

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 [9 et 10]:

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (III.6)$$

$Q_f$  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  $COP_{th}$  thermique thermodynamique, c'est-à-dire qu'il prend 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).

Les quantités de chaleur mises en jeu dans le cycle seront directement calculées par l'intermédiaire de la relation de (D), où aucune simplification ne sera effectuée.

#### III.6.1. Expression de $Q_f$

La quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_f$  est donnée par [9 et 10]:

$$Q_f = m_a \Delta m \left[ L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} c_{pl}(T) dT \right] \quad (III.7)$$

Le premier terme de cette équation représente la chaleur absorbée pour l'évaporation d'un 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:  $L(T)$  et  $Cp_l(T)$  représentent, respectivement la chaleur latente d'évaporation et la chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide.

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

$\Delta m$  est la masse cyclée de l'adsorbat, calculée comme suit:

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

$m_{max}$  est la masse adsorbée correspondante à la température d'adsorption  $T_a$  et la pression d'évaporation  $P_e$  (voir figure III-3), calculée à l'aide du modèle de Dubinin.

$m_{min}$  est la masse adsorbée correspondante à la température de régénération  $T_g$  et la pression de condensation  $P_c$  (voir figure III-3), calculée à l'aide du modèle de Dubinin.

### III.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.

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

$Q_1$ ,  $Q_2$  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 désorbé.

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

$C_p$  est la chaleur spécifique à pression constante.

$C_v$  est la chaleur spécifique à volume constant.

#### III.6.2.1. 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:

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_g} Cp_2 dT = m_a Cp_2 (T_g - T_a) \quad (\text{III.10})$$

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

$Cp_2$  est la chaleur spécifique de l'adsorbant et  $m_a Cp_2$  représente la capacité calorifique de l'adsorbant.

### III.6.2.2. 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:

$$Q_2 = m_g \int_{T_a}^{T_g} C p_w dT = m_g C p_w (T_g - T_a) \quad (\text{III.11})$$

$m_g$  est la masse des parties métalliques de l'adsorbeur.

$C p_w$  est la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbeur.

$m_g C p_w$  représente la capacité calorifique des parties métalliques de l'adsorbeur.

### III.6.2.3. 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:

$$\begin{aligned} Q_3 &= m_a \int_{T_a}^{T_g} m(T) C p_l(T) dT \\ &= m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_{c1}} C p_l(T) dT + m_a \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) C p_l(T) dT \end{aligned} \quad (\text{III.12})$$

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

### III.6.2.4. Chaleur de désorption ( $Q_{des}$ )

La désorption se fait sur le trajet (2 → 3). Aux points 2 et 3 (figure III-3) correspondent respectivement, les températures  $T_{c1}$  et  $T_g$ ; la chaleur de désorption est donnée par [11]:

$$Q_{des} = m_a \int_{m_{max}}^{m_{min}} q_{st} dm \quad (\text{III.13})$$

Où :  $q_{st}$  est la chaleur isostérique d'adsorption, définie comme suit:

$$q_{st} = L(T) + R T \ln \left( \frac{P_s(T)}{P} \right) + \left[ \frac{\alpha R T}{n D} \right] \left[ T \ln \frac{P_s}{P} \right]^{(1-n)} \quad (\text{III.14})$$

Pour calculer l'intégrale de l'équation (III.13), un changement de variable est nécessaire.

La différentiation de la masse adsorbée donnée par l'équation d'état (III.3) est [11]:

$$dm = n D m T^n \left( \ln \frac{p_s(T)}{p} \right)^{n-1} \left[ d \ln p - \frac{q_{st}}{R T^2} dT \right] \quad (\text{III.15})$$

On sait que durant la phase de désorption- condensation (le trajet (2  $\rightarrow$  3) de la figure (III-3)), la pression est constante et égale à la pression de saturation à la température de condensation, par conséquent:  $d \ln P = 0$ .

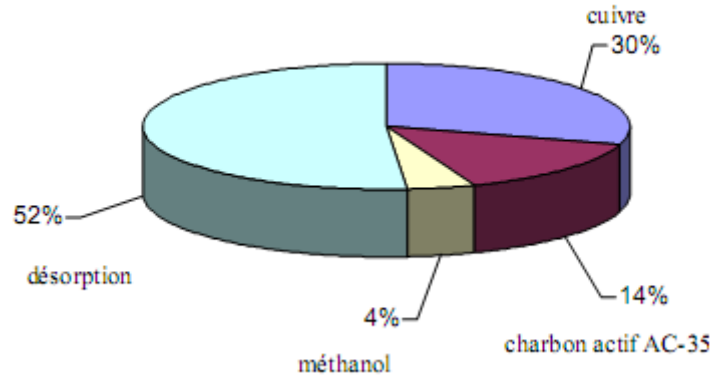
Donc, la chaleur de désorption  $Q_{des}$  devient :

$$Q_{des} = m_a n D \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) T^n \left( \ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2}{RT^2} dT \quad (III. 16)$$

La chaleur totale fournie à l'adsorbeur  $Q_c$  devient:

$$Q_c = (m_a C_{p2} + m_g C_{pw})(T_g - T_a) + m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_{c1}} C_{pl}(T) dT + m_a \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) C_{pl}(T) dT + m_a n D \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) T^n \left( \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2}{RT^2} dT \quad (III. 17)$$

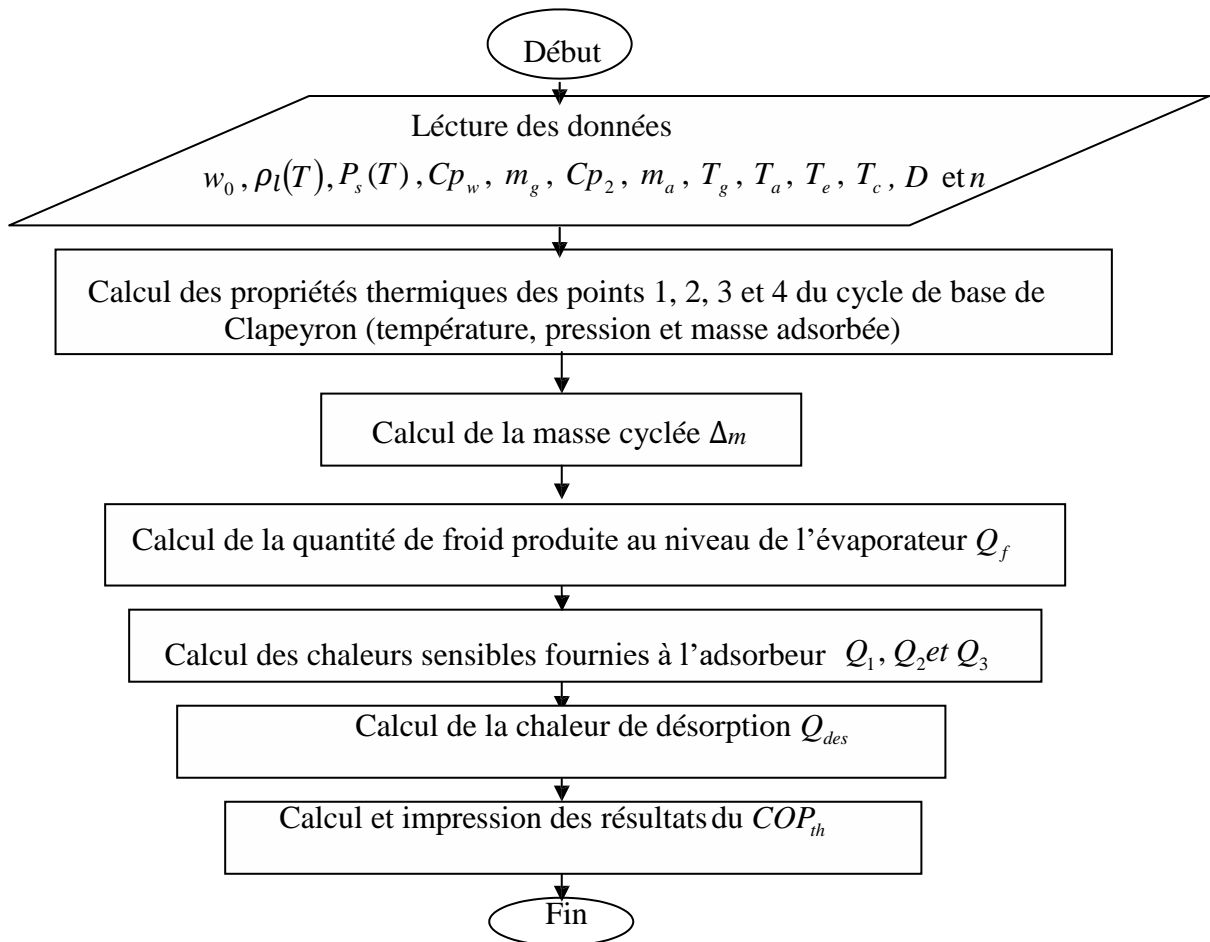
nous présentons dans la figure (III-8) la répartition de différentes chaleurs fournies au système avec les données suivantes : le couple charbon actif AC-35/méthanol comme couple adsorptif,  $m_g = 5 \text{ kg}$  comme masse des parties métalliques de l'adsorbeur ;  $m_a = 1 \text{ kg}$  comme masse du charbon actif AC-35 ; le cuivre comme matériaux de construction de l'adsorbeur et les conditions de fonctionnement suivantes: température d'adsorption  $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ , température d'évaporation  $T_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ , température de condensation  $T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  et température de régénération  $T_g = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ . D'après cette figure, la chaleur de désorption représente 52 % de la chaleur totale fournie au système pendant son chauffage. Cependant, la chaleur sensible utilisée pour le chauffage des parties métalliques de l'adsorbeur représente 30 % et le reste est pour la contribution de la chaleur sensible de l'adsorbant et de l'adsorbat. Donc, presque la moitié de la chaleur fournie au système est utilisée pour la désorption de l'adsorbat. Nous savons que plus cette chaleur est grande moins la machine est efficace. Et ceci l'une des grandes causes de la limitation du coefficient de performance thermique de ce genre de machines  $COP_{th} < 0.5$  [12]. Par conséquent, nous asseyons toujours de diminuer cette quantité de chaleur et augmenter la masse cyclée durant le cycle pour une production d'une quantité de froid importante au niveau de l'évaporateur.



**Figure III-8:** Répartition de différentes chaleurs fournies à l'adsorbeur ( $T_a = 25\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 0\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$  et  $T_g = 105\text{ }^\circ\text{C}$ )

### III.7. Algorithme de calcul

L'algorithme de calcul utilisé dans notre modèle pour le calcul du coefficient de performance thermique, de la quantité de froid produite à l'évaporateur et des différentes chaleurs contribuées au chauffage de l'adsorbeur, est résumé dans l'organigramme de la figure (III-9).



**Figure III-9:** Organigramme de calcul du  $COP_{th}$

### III.8. Résultats et discussion

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 l'efficacité 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 et tous les autres paramètres sont maintenus constants:

#### III.8.1. 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:  $Cp_2 = 920 \text{ KJ/kg K}$  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.

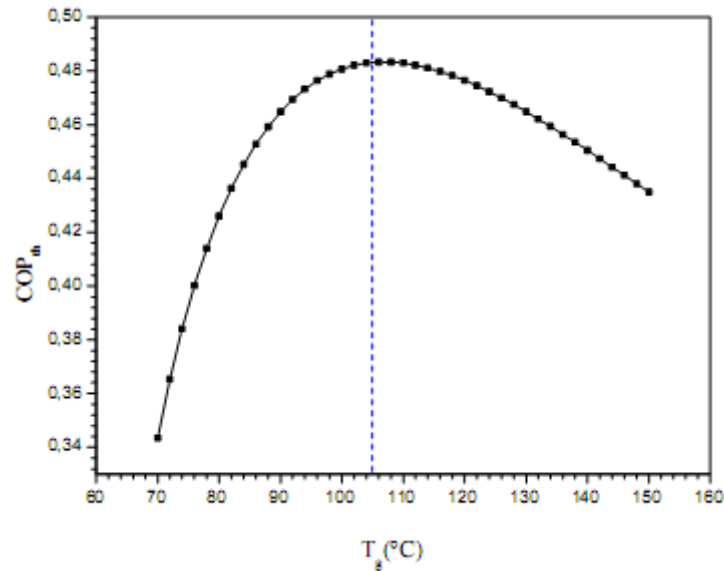
##### III.8.1.1. L'influence de la température de régénération

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 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  $T_g$ .

Nous présentons dans la figure (III-10) 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  $T_{g_{max}}$  égale à  $105 \text{ °C}$ . 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  $T_{g_{max}}$ , 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

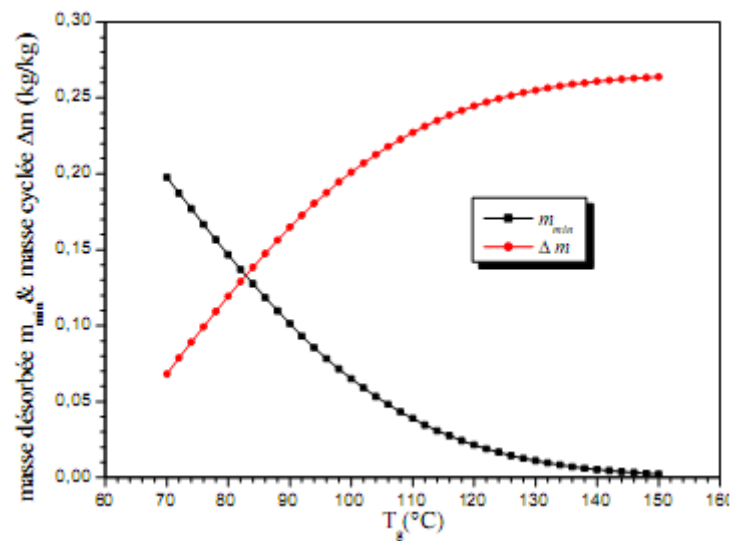
figure III-11), où la chaleur fournie au système  $Q_c$  augmente plus que la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_f$  [11] (voir figure III-12).



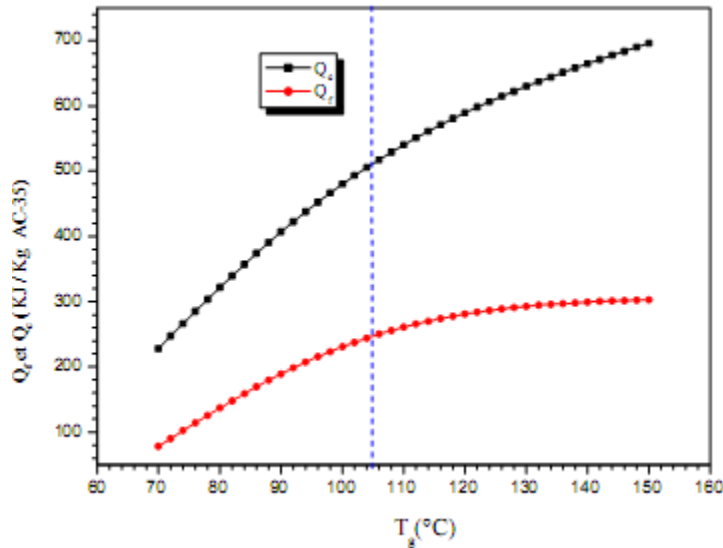
**Figure III-10:** Variation du coefficient de performance thermique  $COP_{th}$  en fonction de  $T_g$  ( $T_a = 25^\circ C$ ,  $T_c = 30^\circ C$ ,  $T_e = 0^\circ C$  et  $m_g = 5$  kg)

Selon la figure (III-11) la masse désorbée du méthanol  $m_{min}$  est devenue plus faible pour les grandes valeurs de  $T_g$ .

La diminution de  $m_{min}$  entraîne une augmentation de la masse cyclée  $\Delta m$ , ce qui conduit à une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_f$  (figure III-13).

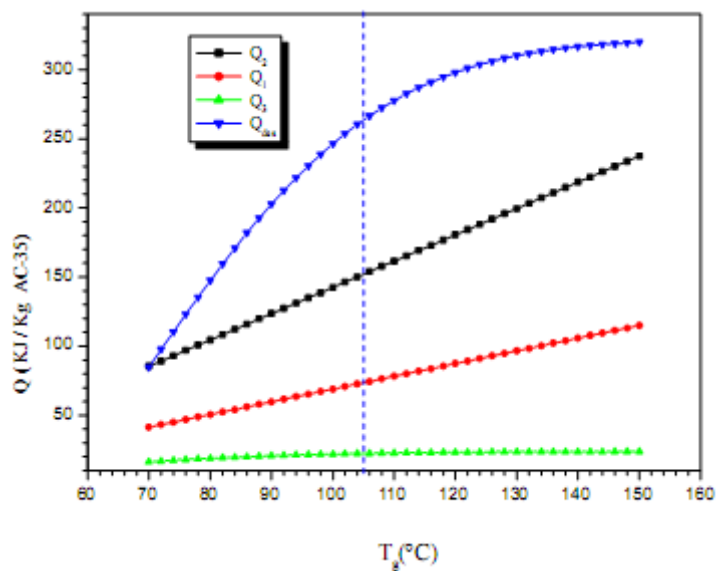


**Figure III-11:** Variation de la masse désorbée  $m_{min}$  et la masse cyclée  $\Delta m$  en fonction de la température de régénération  $T_g$  ( $T_a = 25^\circ C$ ,  $T_c = 30^\circ C$ ,  $T_e = 0^\circ C$  et  $m_g = 5$  kg)



**Figure III-12:** 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  $T_g$  ( $T_a = 25\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 0\text{ }^\circ\text{C}$  et  $m_g = 5\text{ kg}$ )

Nous présentons dans la figure (III-13) 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'adsorbeur n'est pas négligeable.



**Figure III-13:** 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  $m_g = 5\text{ kg}$ )

La température de régénération  $T_g$  est une variable qui doit être optimisée [1]. D'une façon générale, nous la choisissons pour obtenir une grande quantité de masse cyclée à des niveaux les plus bas de  $T_g$ , limitée par 150 °C où le méthanol se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption est bloqué.

Dans une machine frigorifique solaire à adsorption,  $T_g$  dépend de la météorologie donnée par le rayonnement solaire disponible et des propriétés du collecteur solaire. L'utilisation d'une bonne couche sélective ou d'un système à concentration du rayonnement solaire va aussi dans le sens d'augmenter  $T_g$ .

## IV.1.Introduction

Dans une machine frigorifique solaire à adsorption, le réacteur représente l'élément le plus sensible de point de vue énergétique. L'accroissement des performances de la machine est conditionné par la qualité de transfert thermique dans ce dernier.

Le caractère dynamique de fonctionnement des cycles à adsorption et la faible conductivité thermique de l'adsorbant, font que le réacteur de la machine est à tout instant dans un état transitoire et non uniforme. Donc, les propriétés du milieu réactif (adsorbant/adsorbat) dépendent fortement du temps et de la localisation. De ce fait, dans ce chapitre nous présentons un modèle décrivant le transfert de chaleur et de masse dans un réacteur solaire tubulaire utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol.

## IV.2.Conductivité thermique effective

L'écriture des équations du bilan énergétique des différentes phases existant dans les milieux poreux implique deux conductivités thermiques distinctes, dont les valeurs ne sont pas celles des phases solides ou fluides. Cependant, lorsque les températures des phases solides et fluides sont voisines, une seule grandeur est utilisée. Elle caractérise l'ensemble du milieu poreux : la conductivité thermique équivalente ou effective.

Généralement, cette conductivité dépend principalement de la conductivité thermique et de la morphologie de chaque phase présentée dans le milieu poreux.

## IV.3.Cinétique de transfert de masse

La cinétique d'adsorption d'un gaz par un solide poreux constitue un facteur important dans le fonctionnement d'une machine à adsorption. En effet, le transfert de chaleur induit à l'intérieur du milieu poreux un transfert de masse. Ainsi, les zones (couches) les plus chaudes vont désorber du méthanol qui ira s'adsorber sur des zones (couches) plus froides. Cette migration de masse contribue au transfert thermique et influence la distribution de température dans le sens d'une plus grande homogénéité [9].

Le transfert de chaleur dans le milieu poreux induit un transfert de masse, qui lui même affecte le mécanisme de transfert de chaleur. Ce type de couplage entre le transfert de chaleur et de masse connu par « thermograviduct effet ».

En considérant ces phénomènes suscités, il est nécessaire de décrire avec précision la cinétique de transfert de masse. Ce phénomène a été traité par un grand nombre de modèles simplifiés. Il

peut se faire par différents mécanismes. Il dépend des propriétés physiques et géométriques du milieu poreux telles que la dimension des pores ou la concentration d'adsorbat. Dans ce chapitre, nous présentons les modèles les plus importants:

### IV.3.1. Modèle d'équilibre

Ce modèle considère une grande vitesse de diffusion de la matière dans les pores. Dans ce cas, on peut écrire qu'à chaque instant  $t$ , la quantité de matière en phase adsorbée  $m(t)$  est celle donnée par l'isotherme  $m_e$  :

$$m(t) = m_e \quad (\text{IV.1})$$

Ce type de modèle est utilisé lorsque une recherche analytique de solutions aux équations régissant le phénomène d'adsorption est désirée.

### IV.3.2. Modèles de diffusion

Le transfert de matière entre la phase gazeuse et la phase adsorbée suit plusieurs étapes:

- diffusion interne;
- diffusion externe, passage dans la couche limite entourant le grain;
- adsorption proprement dite.

Le mécanisme de diffusion interne est lui-même la résultante de plusieurs phénomènes de migration:

- diffusion moléculaire;
- diffusion de Knudsen;
- diffusion de surface;
- écoulement de Poiseuille dans le cas de pores larges.

Ces phénomènes sont généralement représentés par un seul paramètre: la diffusivité effective  $D_e$  . Selon l'importance de l'un ou l'autre de ces mécanismes de diffusion, plusieurs modèles simplifiés représentent la cinétique de transfert de matière global entre la phase gazeuse et la phase adsorbée citons par exemple les modèles suivants:

- Cas où le transfert externe est dominant:

Le bilan de matière entre le flux à travers la couche limite externe et l'accumulation dans le grain, donne:

$$\frac{3}{R_p} k (C - c_p) = \frac{\partial m}{\partial t} + \varepsilon_p \cdot \frac{\partial c_p}{\partial t} \quad (\text{IV.2})$$

Avec:

$R_p$  est le rayon de la particule.

$K$  est le coefficient de transfert de masse dans la couche limite.

$C$  est la concentration de la phase gazeuse.

$C_p$  est la même concentration à la surface du grain.

$\varepsilon_p$  est la porosité intragranulaire.

- Cas où la diffusion de surface est dominante:

Dans ce cas, le bilan de matière sur le gaz, le grain et la couche limite entourant le grain donne:

$$D_s \left[ \frac{\partial^2 m}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial m}{\partial r} \right] = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (\text{IV.3})$$

Avec:

$D_s$  est la diffusivité de surface

$r$  est l'abscisse à l'échelle de la particule

- Cas où la diffusion macroporeuse est dominante:

Si la diffusion de surface ne contribue que faiblement au transport de matière, alors on a:

$$D_e \left[ \frac{\partial^2 c_p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial c_p}{\partial r} \right] = \frac{\partial m}{\partial t} + \varepsilon_p \cdot \frac{\partial c_p}{\partial t} \quad (\text{IV.4})$$

$D_e$  est la diffusivité effective.

#### IV.4. Modélisation mathématique du transfert de chaleur et de masse dans le réacteur solaire

Rappelons que le réacteur solaire que nous allons simuler (figure (IV-1)) se trouve dans une machine frigorifique à adsorption. Il est relié alternativement à un condenseur et à un évaporateur (figure (III-2)).

Ce réacteur est de type modulaire. Il est constitué de plusieurs tubes en cuivre. Cette configuration répond mieux aux critères de facilité de construction. L'adsorbant solide (charbon actif AC-35) est emprisonné dans l'espace défini entre un film grillage cylindrique et la paroi interne de chaque tube (entre  $R_1$  et  $R_2$ ). L'espace central formé par la grille cylindrique n'est occupé que par la vapeur du méthanol. Cette configuration permet une répartition homogène de la vapeur dans le milieu poreux sur toute la longueur de chaque tube. Les tubes sont reliés entre eux par un assembleur de gaz (voir figure (IV-2)). Ce dernier assure le transfert du méthanol vers le condenseur ou vers l'évaporateur.

Le réacteur est enfermé dans un capteur solaire plan ordinaire, constitué d'une isolation arrière et latérale et d'une couverture transparente (figure (V-1)).

Les réacteurs solaires utilisés dans les machines frigorifiques solaires à adsorption, sont construits selon le même concept que les capteurs solaires plans simples disponibles dans le commerce pour le chauffage de l'eau sanitaire. Cependant, les tubes de cuivres dans lesquels circule l'eau par ces capteurs commerciaux sont ici remplacés par des tubes en cuivre contenant un mélange réactif (charbon actif AC-35/méthanol).

Le chauffage du réacteur solaire s'effectue par l'énergie solaire, cette dernière est convertie en chaleur sur la face avant du réacteur, ce flux de chaleur à son tour est transmis par conduction aux parties métalliques des tubes et par conséquent au milieu réactif.

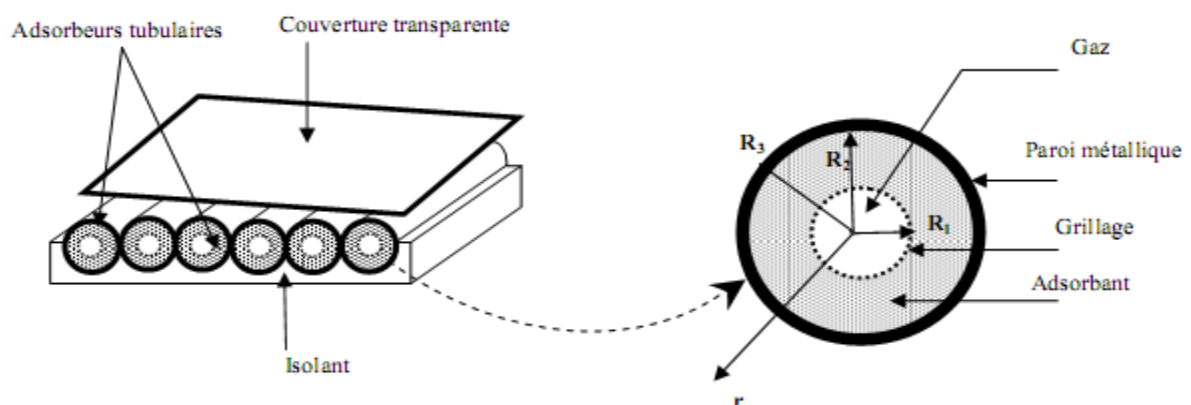
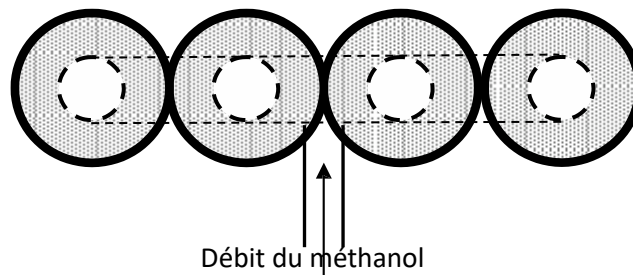


Figure IV-1 : Schéma du réacteur solaire étudié



**Figure IV-2:** Schématisation de l'assembleur de gaz

Le processus de transfert de chaleur et de masse dans ce milieu poreux dans chaque tube peut être décrit comme suit:

#### IV.4.1. Hypothèses du modèle

Plusieurs hypothèses simplificatrices ont été supposées pour simplifier les équations régissant le processus de transfert de chaleur et de masse dans chaque tube:

- 1) Les trois phases (solide, adsorbée et gazeuse) sont considérées comme étant, en chaque point, en équilibre thermodynamique, ce qui permet de ne définir qu'une température unique équivalente  $T$  pour ces trois phases et de remplacer le milieu réactif par un milieu continu équivalent caractérisé donc par une conductivité thermique équivalente  $k$ .
- 2) Compte tenu du faible débit du méthanol, le transfert de chaleur convectif dans la phase vapeur est négligé.
- 3) Les pertes de charge sont négligeables dans le milieu poreux, donc à chaque instant  $t$ , la pression du méthanol est uniforme dans le réacteur, mais elle peut cependant varier au cours du temps ( $grad P = 0$ ).
- 4) Résistance au transfert de masse dans les micro et les macro - pores et dans les espaces interstitiels négligeable.
- 5) Le transfert de chaleur est supposé unidimensionnel, suivant le rayon du tube cylindrique. La distribution de température est donc radiale.
- 6) Exception de l'adsorbat, les propriétés physiques de l'adsorbant et les parois métalliques de l'adsorbeur sont considérées constantes.
- 7) On néglige les pertes des parois latérales du réacteur solaire.

8) Les parois des tubes adsorbants sont homogènes, donc les propriétés thermodynamiques sont les mêmes dans tous les points.

9) Chaleur spécifique du méthanol dans la phase adsorbée égale à celle de la phase liquide.

10) Durant les phases désorption- condensation et évaporation – adsorption, la pression est égale la pression de saturation à la température de condensation et à la température d'évaporation, respectivement.

#### IV.4.2. Systèmes d'équations

En considérant les hypothèses suscitées, les équations régissant à l'échelle macroscopique le transfert couplé de chaleur et de masse dans le tube adsorbant permettent d'écrire:

##### IV.4.2.1. Équation de conservation d'énergie

Le comportement transitoire des températures dans le milieu réactif est traduit par l'équation de conservation d'énergie, qui s'écrit à la position  $r$  et à l'instant  $t$  par l'équation suivante :

$$\rho_2 (Cp_2 + m Cp_l) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] + Q(r, t) \quad (IV.5)$$

$Q(r, t)$  représente le spatio-temporel terme source de chaleur provenant de la chaleur d'adsorption (ou de désorption).

$\rho_2$  représente la densité de l'adsorbant.

$Cp_2$  représente la chaleur spécifique de l'adsorbant.

##### IV.4.2.2. Équations de conservation de masse

L'équation de transfert de masse est obtenue en tenant compte les deux hypothèses 3 et 4 :

$$Q' = \rho_2 \frac{\partial m}{\partial t} \quad (IV.6)$$

$Q'$  représente le terme source de masse d'adsorption (ou de désorption), est relié avec la chaleur isostérique d'adsorption par l'équation suivante:

$$Q = q_{st} Q' = \rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \quad (IV.7)$$

Donc, l'équation générale de conservation d'énergie combinée à l'équation de conservation de

masse devient:

$$\rho_2 \left( C_{p_2} + m C_{p_l} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \quad (\text{IV.8})$$

Il est à noter que :

### Durant la phase de désorption

$$Q(r, t) = +\rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \quad (\text{IV.9})$$

Où:  $q_{st} > 0$  et  $\frac{\partial m}{\partial t} < 0$

Donc,  $Q(r, t)$  durant la désorption, représente un terme de puit.

### Durant la phase d'adsorption :

$$Q(r, t) = -\rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \quad (\text{IV.10})$$

Où:  $q_{st} < 0$  et  $\frac{\partial m}{\partial t} > 0$

Donc,  $Q(r, t)$  durant l'adsorption, représente un terme de source.

Comme nous l'avons déjà signalé au chapitre II, nous utilisons le modèle de Dubinin pour le calcul de la masse adsorbée en fonction de la température et de la pression. Nous rappelons ici la principale équation de ce modèle:

$$m = w_0 \rho_l(T) \exp \left[ -D \left( T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (\text{IV.11})$$

La différentiation de l'équation (IV.12) donne:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = n D m T^n \left( \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1} \left[ \frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{\partial T}{\partial t} \right] \quad (\text{IV.12})$$

Où, nous avons introduit l'équation de Clapeyron:

$$\left( \frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_m = \frac{q_{st}}{RT^2} \quad (\text{IV.13})$$

La substitution de l'équation (IV.13) dans l'équation (IV.9), on obtient l'équation finale de transfert de chaleur et de masse dans le milieu réactif:

$$\rho_2 \left( C_{p_2} + m C_{p_l} + \frac{b q_{st}^2}{RT^2} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \rho_2 q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \quad (\text{IV.14})$$

Où:  $b = n D m T^n \left( \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1}$  (IV.15)

#### IV.4.2.3. Conditions initiales

À l'instant initial, nous prenons pour hypothèse une répartition uniforme de la température dans tout le réacteur égale à la température ambiante au lever de soleil. La pression est supposée égale à la pression d'évaporation correspond à la pression de saturation à la température d'évaporation. Par conséquent, la masse adsorbée initiale égale à  $m(T_{amb}, P_e)$  La température de la paroi du réacteur est considérée ainsi égale à la température ambiante au lever de soleil:

$$\begin{aligned} T(r, t = 0) &= T_{amb} \\ P(t = 0) &= P_e = P_s(T_e) \\ m &= m(T_{amb}, P_e) \\ T_w(t = 0) &= T_{amb} \end{aligned} \quad (IV.16)$$

#### IV.4.2.4. Conditions aux limites

**Pour  $r = R_1$  :**

Par le fait que la géométrie du tube adsorbteur soit cylindrique, la condition limite à l'interface  $r = R_1$  sera une condition de symétrie, elle s'exprime par:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_1} = 0 \quad (IV.17)$$

**Pour  $r = R_2$  :**

À l'interface des parois du tube adsorbteur - milieu poreux ( $r = R_2$ ), le bilan d'énergie est donné par:

$$h(T_w - T_{r=R_2}) = k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_2} \quad (IV.18)$$

$h$  est le coefficient d'échange convectif entre le milieu réactif et les parois du tube adsorbteur.

$T_w$  est la température des parois métalliques du tube adsorbteur correspondant à  $r = R_3$ . Elle est supposée uniforme.

**Pour  $r = R_3$  :**

Le bilan énergétique au niveau de la paroi du réacteur de diamètre externe  $D_3$  et interne  $D_2$  (à l'interface  $r = R_3$ ) est donné par:

$$\tau_v \alpha_w G(t) D_3 L_t - U_L \pi D_3 L_t (T_w - T_{amb}) - h \pi D_2 L_t (T_w - T_{r=R_2}) = C_{p_w} \rho_w V_w \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (IV.19)$$

Avec:

$\rho_w$  est la densité des parties métallique de l'adsorbeur.

$C_w$  est la chaleur spécifique des parois métalliques de l'adsorbeur.

$V_w$  est le volume du tube adsorbeur.

$G(t)$  est le rayonnement solaire journalier.

$\tau_v$  est la transmissivité de la vitre de la couverture transparente.

$\alpha_w$  est le coefficient d'absorption des parois métalliques de l'adsorbeur.

$L_t$  est la longueur du tube adsorbeur.

$U_L$  est le coefficient global des pertes thermiques, donné par:

$$U_L = U_{top} + U_{bot} + U_{sid} \quad (IV.20)$$

$U_{top}$ ,  $U_{bot}$  et  $U_{side}$  sont respectivement, le coefficient des pertes thermiques vers l'avant, vers l'arrière et latérale du réacteur solaire.

#### IV.4.2.5.Détermination des pertes thermiques globales

Duffie et Beckman [12] donnent une relation empirique formulée par Klein, permettant le calcul du coefficient de pertes thermiques vers l'avant pour des températures comprise entre 0° C

et 200° C , avec une précision de  $\pm 0.3W/m^2 K$  :

$$U_{top} = \left[ \frac{N_v}{\frac{c}{T} \left( \frac{(T_w - T_{amb})^e}{N_v + f} \right) + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_w + T_{amb})(T_w^2 + T_{amb}^2)}{(\varepsilon_w + 0.00591 N_v h_v)^{-1} + \frac{2 N_v + f - 1.133 \varepsilon_w - N_v}{\varepsilon_g}} \quad (IV.21)$$

Avec:

$$f = (1 + 0.089 h_v - 0.1166 h_v \varepsilon_w)(1 + 0.07866 N_v)$$

$$e = 0.43(1 - 100/T_w)$$

$$h_v = 2.8 + 3 V$$

$$c = 520(1 - 0.000051 \beta^2) \text{ pour } 0^\circ < \beta < 70^\circ$$

$\varepsilon_w$  est l'émissivité des parois du tube adsorbent.

$\varepsilon_g$  est l'émissivité de la vitre.

$\beta$  est l'inclinaison du réacteur.

$h_v$  est le coefficient de chaleur lié au vent.

$N_v$  est le nombre de vitres.

$V$  est la vitesse du vent.

$\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann.

Le coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du réacteur est moins important que celui d'avant, vu que le réacteur est bien isolé à l'arrière. L'expression évaluant ce coefficient est donnée par :

$$U_{bot} = \frac{K_{in}}{\varepsilon_{in}} \quad (IV.22)$$

$k_{in}$  est la conductivité thermique de l'isolant.

$\varepsilon_{in}$  est l'épaisseur de l'isolant.

Les pertes par les parois latérales du réacteur solaire bien conçu sont négligeables suite à l'hypothèse 7, vu que la surface latérale du réacteur est moins importante par rapport à la surface en arrière et en avant.

#### IV.4.2.6. Conditions supplémentaires

L'ensemble des équations de (IV.5) jusqu'à (IV.22) avec les conditions initiales et aux limites discutées auparavant ne sont pas suffisantes pour résoudre le problème considéré. Donc, nous avons besoin d'une condition supplémentaire pour déterminer la pression au sein du réacteur. Cette condition est décrite par le principe de fonctionnement du cycle à adsorption: Durant les phases isostériques (phase de chauffage isostérique et de refroidissement isostérique), le réacteur est isolé sur lui-même, la variation de la masse totale du méthanol adsorbée dans le réacteur solaire est nulle. Cette condition donc s'exprime par:

$$\frac{d}{dt} \iint m r dr dz = 0 \quad (IV.23)$$

L'application de l'équation (IV.23) sur l'équation (IV.12) avec l'hypothèse 3, permet de donner la condition sur la pression sous la forme suivante:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\iint b \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} r dr dz}{\iint b r dr dz} \quad (IV.24)$$

En revanche, pendant la période de désorption –condensation ou évaporation–adsorption, la pression est imposée par la pression du condenseur ou la pression de l'évaporateur, respectivement. Ceci permet de simplifier l'équation générale de transfert de chaleur et de masse durant les deux phases isobariques à l'équation suivante:

$$\rho_2 \left( C_{p_2} + m C_{p_l} + \frac{b q_{st}^2}{RT^2} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{IV.25})$$

La méthode de résolution du système d'équations qui décrit le comportement transitoire du réacteur solaire est purement numérique, basée sur la discrétisation des équations de conservation d'énergie combinée à l'équation de conservation de masse ainsi que la discrétisation des conditions aux limites et supplémentaires durant les différentes périodes du cycle.

### IV.5. Coefficient de performance solaire

Le coefficient de performance solaire  $COP_s$  d'une machine frigorifique solaire est défini comme étant le rapport entre la quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur et l'énergie solaire totale incidente pendant une journée complète:

$$COP_s = \frac{Q_f}{G_{tot}} \quad (\text{IV.26})$$

$Q_f$  est la quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur, donnée par:

$$Q_f = m_a \int_{t_{c/2}}^{t_c} \left( L(T_e) - \int_{t_e}^{t_c} C_{p_l}(T) dT \right) \frac{dm}{dt} \approx m_a \Delta m [L(T_e) - C_{p_l}(T_c - T_e)] \quad (\text{IV.27})$$

$t_c$  est le temps du cycle

$t_{c/2}$  est le temps du premier demi cycle.

$G_{tot}$  est la quantité d'énergie totale incidente pendant la journée complète, donnée par:

$$G_{tot} = \int_{\text{lever du soleil}}^{\text{coucher du soleil}} G(t) dt \quad (\text{IV.28})$$

$G(t)$  est le rayonnement solaire journalier.

### IV.6. Résultats et discussions

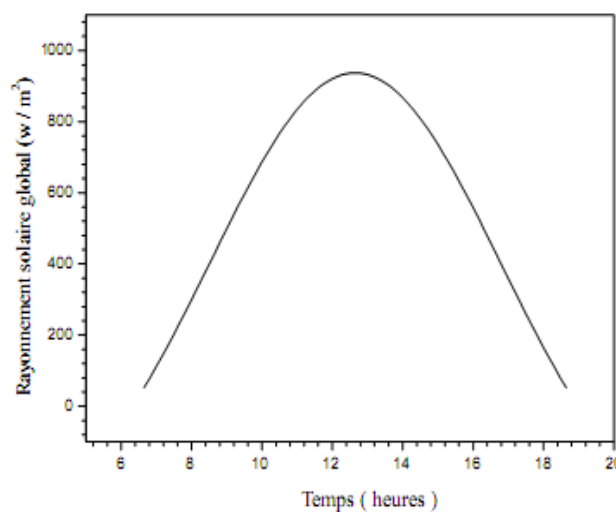
Ce paragraphe est subdivisé en deux parties :

La première partie est consacrée à la validation du modèle suivant deux méthodes différentes, et la deuxième est consacrée à la présentation des résultats de simulation obtenus par notre modèle.

### IV.6.1. Données solaires

Vu que l'énergie solaire est la seule source d'alimentation de la machine frigorifique solaire à adsorption, il est évident que le comportement transitoire du réacteur et l'efficacité solaire de la machine sont étroitement liés au rayonnement solaire reçu par ce réacteur. Le modèle établi et l'algorithme numérique développés dans le chapitre (I) permettent de l'estimer. Pour notre simulation numérique nous avons choisi la ville ( d'El Oued ) de coordonnées géographiques: latitude ( $33^{\circ},30'$ ) Nord et longitude ( $6^{\circ},47'$ ) Est. L'inclinaison choisie pour le réacteur solaire est  $\beta = 33^{\circ},30'$ , égale à la latitude d'El Oued, [13,14 ] car elle permet de recevoir une énergie annuelle maximale.

La figure (IV-3) représente l'évolution du rayonnement solaire global, simulé pour une journée typique de ciel clair du mois de juin, correspond à un coefficient de transmission moyen mensuel  $\overline{K_t}$  égale à 0.7.



**Figure IV-3:** Rayonnement solaire calculé en fonction du temps pour une journée claire et  $K_t = 0.7$

### IV.6.2. Validation du modèle

Afin de tester la validité du modèle établi et l'algorithme numérique développé ci-dessus, nous avons fait une comparaison du cycle de Clapeyron calculé via ce modèle avec le cycle idéal

développé déjà dans le chapitre(III), d'une part et avec le cycle expérimental appuyé sur des mesures effectuées sur une machine solaire de production de glace réalisée au **Brésil**, d'autre part. Cependant, la réalisation du cycle simulé nécessite des données décrivant le réacteur solaire.

Le couple adsorbant/adsorbat utilisé est le charbon actif AC35/méthanol. Le méthanol a été choisi à partir une étude comparative antérieure faite dans le chapitre (III). Le charbon actif AC-35 a été choisi, malgré l'existence de charbons meilleurs, du fait de sa disponibilité et son adaptation aux applications de la réfrigération solaire[9]. En plus, la majorité des réfrigérateurs solaires réalisés jusqu'à nos jours ont utilisé le charbon actif AC-35 comme adsorbant.

Les paramètres de l'équation de Dubinin reliés au couple charbon actif AC 35/méthanol sont donnés dans le tableau (voir l'annexe ).

Le réacteur solaire est l'élément essentiel et actif de la machine, il est constitué de 8 tubes adsorbants cylindriques en cuivre. Chaque tube adsorbant de longueur 1m, comporte une grille métallique cylindrique coaxiale conçue, de rayon 16mm pour faciliter le transport et la diffusion de la vapeur du méthanol entre l'adsorbant et l'évaporateur ou le condenseur de la machine. Les rayons intérieur et extérieur de l'adsorbant sont respectivement, 38 mm et 40 mm. Une masse de 21 kg de charbon actif AC-35 est utilisée dans le réacteur. Cette valeur est usuellement utilisée dans la majorité des prototypes [15]. Elle permet de distribuer 2.63 kg de charbon actif AC-35, dans chaque tube, dans l'espace entre la paroi de l'adsorbant et le tube grillagé. Les tubes adsorbants sont traités par une peinture sélective permettant d'augmenter le coefficient d'absorption (0.8) et diminuer l'émissivité (0.1) des parois de ces adsorbants.

Nous avons pris une conductivité thermique effective du milieu poreux charbon actif AC-35/méthanol  $k = 0.19 W / m^2 K$  et un coefficient de transfert entre la paroi de l'adsorbant (en cuivre) et le milieu poreux  $h = 16.5 W / m^2 K$ .

Toutes les données nécessaires pour le modèle avec les conditions initiales de fonctionnement du cycle, sont récapitulées dans le tableau (IV-1).

Nom	Symbole	Valeur	Unite
Température ambiante	$T_{amb}$	25	°C
Température d'adsorption	$T_a$	25	°C
Température de condensation	$T_c$	30	°C
Température d'évaporation	$T_e$	-5	°C
Chaleur spécifique de l'adsorbant	$Cp_2$	920	J/kg k
Chaleur spécifique de la paroi de l'adsorbeur	$C_w$	380	J/kg k
Densité de la paroi de l'adsorbeur	$\rho_w$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Conductivité thermique effective de l'adsorbant	$k$	0.19	w/m k
Coefficient de transfert de chaleur	$h$	16.5	w/m <sup>2</sup> k
Rayon de la grille métallique	$R_1$	0.0016	m
Rayon intérieur de l'adsorbeur	$R_2$	0.038	m
Rayon extérieur de l'adsorbeur	$R_3$	0.040	m
Energie solaire totale	$G_{tot}$	26.12	MJ / m
Transmissivité de la vitre	$\tau_v$	0.9	--
Coefficient d'absorption de la paroi d'adsorbeur	$\alpha_w$	0.8	--
Longueur de l'adsorbeur	$L_t$	1	m
Emissivité de la paroi de l'adsorbeur	$\varepsilon_w$	0.1	--
Emissivité de la vitre	$\varepsilon_g$	0.88	--
Vitesse du vent	$V$	0.1	m/s
Masse de l'adsorbant	$m_a$	21	kg
Coefficient des pertes thermiques vers l'arrière	$U_{bot}$	0.9	w/m <sup>2</sup> k
Nombre de vitres	$N_v$	1	--

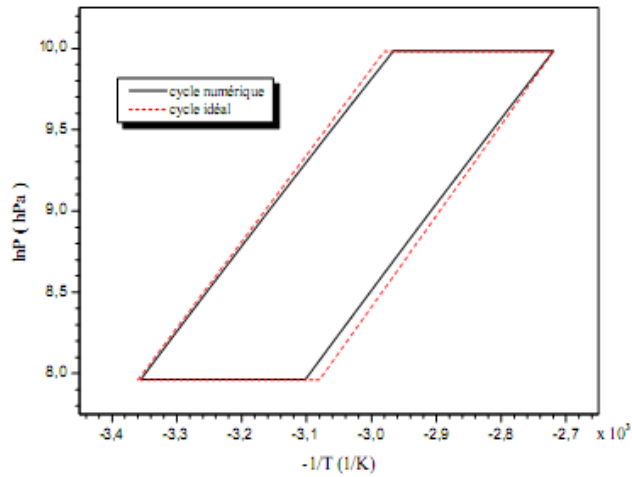
**Tableau IV-1 :** Valeurs des paramètres et conditions de fonctionnement utilisées dans le modèle

#### IV.6.2.1. Comparaison entre le cycle simulé et le cycle idéal

Le critère de validation retenu est l'accord entre les valeurs simulées et celles théoriques de la température, de la pression et de la masse adsorbée. Vu que ces trois variables sont reliées entre eux par le système d'équations de (IV.5) jusqu'à (IV.25) et que le système est bivariant. Donc, la validation par deux variables est suffisante ( $P, T$ ) ou ( $m, T$ ) ou ( $P, m$ ). Notre choix sera basé sur les deux variables ( $P, T$ ).

Nous présentons dans la figure (IV-4), l'évolution du cycle calculé par notre modèle, qui représente le trajet suivi par l'adsorbeur sur le diagramme de Clapeyron, avec le cycle idéal calculé d'après le modèle développé dans le chapitre (III), sous les mêmes conditions de fonctionnement ( $T_a, T_g, T_e$  et  $T_c$ ).

Une bonne concordance est observée d'après cette figure, pour les profils de température et de pression.



**Figure IV-4:** Comparaison entre le cycle simulé et le cycle idéal

#### IV.6.2.2. Comparaison entre le cycle simulé et le cycle expérimental

Nous comparons les résultats obtenus avec notre modèle aux mesures effectuées sur une machine de production de glace solaire, réalisée au Brésil. La figure (IV-5) représente une vue générale de cette machine.



**Figure IV-5:** Vue générale du prototype de production de glace réalisé au Brésil

Le prototype réel principalement composé d'un réacteur solaire (incliné d'un angle 3,3 ° N) relié à un condenseur à eau et à un évaporateur placé à l'intérieur d'une chambre froide (voir figure (IV-6)). Le réacteur solaire se compose de 8 tubes, fabriqués en acier inoxydable, placé coté à coté, formant une surface de  $0,61 \times 1,65 = 1\text{m}^2$  (voir figure (IV-7)).

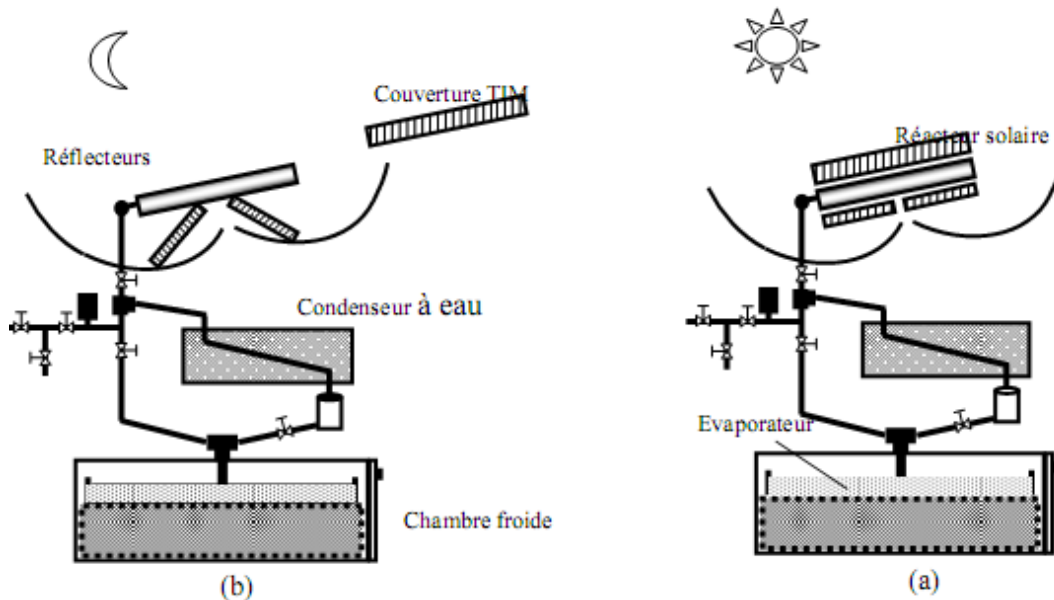


Figure IV-6: Schéma de la machine durant la période de chauffage (a) et de refroidissement (b)



Figure IV-7: Position des tubes qui forment le réacteur solaire

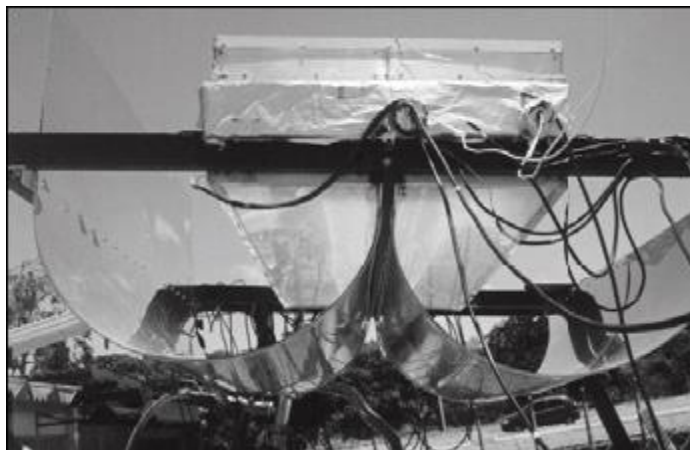
L'adsorbant (charbon actif AC-35) occupe un espace annulaire concentrique, limité par la paroi interne du tube adsorbant (de diamètre 76.1mm) et un film de grillage cylindrique (de diamètre

32 mm), par lequel le méthanol gazeux circule. La paroi externe du tube adsorbant a une épaisseur de 2 mm.

Chaque tube contient 2.63 kg de charbon actif, qui correspond à un total de 21 kg d'adsorbant dans le réacteur. Les deux faces du réacteur sont protégés par une couverture fortement efficace, composée du matériel isolé transparent TIM (Transparent Insulated Material), qui est une structure capillaire de polycarbonate, encadrée par deux plaques en verre.

Le réacteur solaire est muni également par deux réflecteurs semi-cylindriques se trouvant au dessous du plan constitué par les tubes adsorbants (voir figure (IV-8)).

L'objectif essentiel de ces réflecteurs est d'assurer la réception du rayonnement solaire par les parties inférieures du réacteur .



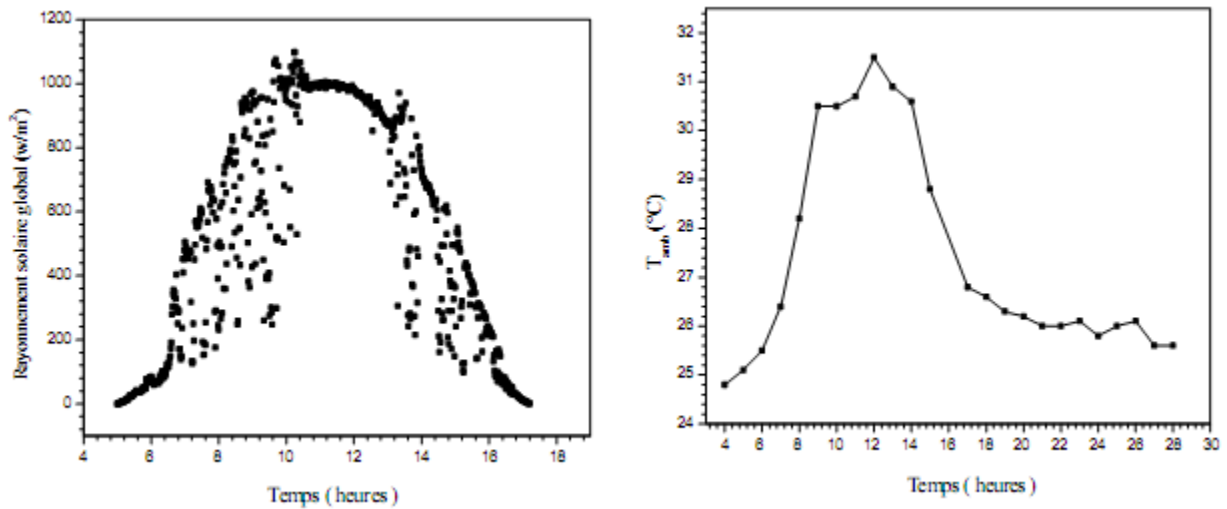
**Figure IV-8:** *Réflecteurs semi-cylindriques*

Le reste des données du prototype sont regroupées au tableau (IV-1), sauf la température ambiante au lever du soleil dans le cas du prototype réel était  $24.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Pour faire une comparaison entre les résultats trouvés par le prototype construit et ceux trouvés par notre modèle, il est nécessaire d'adapter ce dernier aux données réelles de ce prototype, tels que les dimensions, les propriétés de matériaux de construction du réacteur solaire et les données météorologiques (rayonnement solaire et température ambiante mesurées).

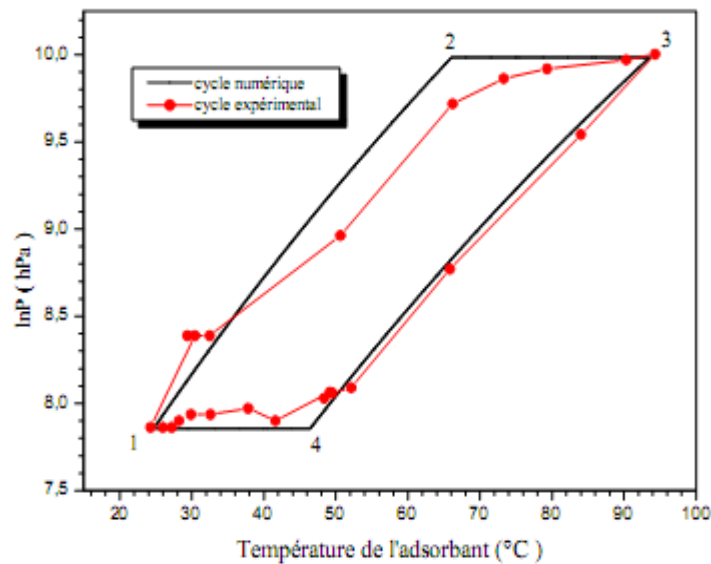
En effet, les mesures du rayonnement solaire et la température ambiante ont été effectués pendant la journée du 3 Octobre 2003 à João Pessoa au Brésil [15], dont le climat est chaud et humide. L'énergie solaire totale incidente correspondant à ce jour est  $23.7\text{ MJ/m}^2$ .

La figure (IV-9) représente le rayonnement solaire global et la température ambiante mesurés, et qui seront injecter dans notre modèle de simulation par un simple fitting.



**Figure IV-9:** Rayonnement solaire global et température ambiante mesurés le 5 Octobre 2003 à João Pessoa au Brésil

Dans la figure (IV-10), nous présentons sur le diagramme de Clapeyron, le cycle calculé par notre modèle et le cycle réel obtenu expérimentalement.



**Figure IV-10:** Comparaison entre le cycle simulé et le cycle expérimental

On constate qu'une relative différence existe entre les deux cycles surtout au niveau des

pressions durant la phase de désorption – condensation et la phase d'évaporation – adsorption. Cette différence est due essentiellement au fait que la température du condenseur et de l'évaporateur, en réalité ne sont pas constantes durant ces deux phases.

En plus, l'introduction des données météorologiques (rayonnement solaire et température ambiante) mesurées expérimentalement, dans le modèle numérique, peut également diminuer la précision des calculs.

Cependant, pour le cycle numérique, la température et la pression existantes dans le réacteur au début de chauffage (point 1 de la figure (IV-10)) et à la fin de désorption (point 3 de la figure (IV-10)) sont très proches de celles du cycle réel. Donc, la masse adsorbée au point 1 et 3 des deux cycles sont proches. Cela signifie que la différence entre la masse cyclée prévue par le modèle et celle obtenue expérimentalement reste largement acceptable.

Les résultats expérimentaux ainsi que ceux de la simulation numérique, sur les quatre points limites du cycle, avec les erreurs absolues, sont présentés dans le tableau (IV-2). Un bon accord est observé pour les points 1,3, et 4 à l'exception du point 2 (début de désorption).

Points limites du cycle	Symboles	Résultats expérimentaux	Résultats numériques	Erreurs absolues
Fin d'adsorption	$T(^{\circ}C)$	24.3	24.7	0.4
	$P(hPa)$	26	25.8	0.2
	$m(kg / kg)$	0.230	0.229	0.001
Début de désorption	$T(^{\circ}C)$	71.7	66.06	5.64
	$P(hPa)$	192	216.75	24.75
	$m(kg / kg)$	0.176	0.221	0.045
Température maximum	$T(^{\circ}C)$	93.5	93.55	0.05
	$P(hPa)$	221	216.75	4.25
	$m(kg / kg)$	0.087	0.089	0.002
Début d'adsorption	$T(^{\circ}C)$	49.2	46.42	2.78
	$P(hPa)$	27	25.8	1.2
	$m(kg / kg)$	0.090	0.10	0.01

**Tableau V-3** : Comparaison entre les résultats numériques et ceux expérimentaux

## Conclusion

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.

L'obtention des puissances et des performances élevées pour un encombrement réduit nécessite une étroite collaboration entre les études thermiques et thermodynamiques des phénomènes mis en jeu dans ce type de machines. Dans ce contexte et à lumière des résultats disponibles dans la littérature, nous avons visé deux objectifs principaux utilisant la modélisation mathématique:

- l'étude du cycle de base de Clapeyron associé à la machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif -35 / méthanol.
- l'étude de transfert de chaleur et de masse qui se manifeste à l'intérieure de l'élément le plus important dans la machine (réacteur solaire), utilisant l'énergie solaire comme source de nourriture de la machine.

L'étude relative à l'adsorption du méthanol sur le charbon actif a montré que ce couple est bien adapté à la production du froid entre (-15 °C et 10 C°) pour un chauffage du réacteur à l'aide l'énergie solaire.

Le modèle statique du cycle que nous avons établi est basé sur la thermodynamique des états d'équilibre via le modèle de Dubinin d'une part et sur certaines considérations (telles que la négligence des effets de la cinétique d'adsorption, des différences de température ou de pression dues aux transferts de chaleur et de masse, et l'effet des pertes thermiques associées au chauffage de l'adsorbent) d'autre part, visant à assurer une optimisation des performances.

L'étude de fonctionnement de la machine est abordée par une analyse thermodynamique classique des bilans énergétiques des quatre phases du cycle.

En partant de la condition d'isostérité du cycle, deux relations mathématiques entre les quatre points du cycle sont déduites, afin de déterminer les deux températures seuil du cycle, en fonction de la température de condensation et d'évaporation.

Les résultats obtenus par ce modèle ont montré que la performance de la machine traduite par le coefficient de performance thermique, dépend fortement de plusieurs paramètres. Pour améliorer la performance de la machine, un bon choix des critères des différents paramètres s'impose. Parmi les paramètres les plus importants nous pouvons citer:

- Les températures de fonctionnement du cycle (température de condensation, d'évaporation, d'adsorption et de régénération). En effet, pour des températures d'adsorption, de condensation et d'évaporation fixées, nous avons montré l'existence d'un coefficient de performance thermique optimal, correspondant à une température de régénération optimale dans l'adsorbeur. Cependant la quantité de froid produite à de l'évaporateur continue de croître. L'augmentation de la température de condensation et d'adsorption entraîne une diminution de la performance thermique. Par contre, l'augmentation de la température d'évaporation conduit à une augmentation de la performance thermique de la machine.

- Les propriétés de l'adsorbeur telle que sa masse et la nature du matériau qui le compose ont une grande influence sur l'efficacité de la machine. Une bonne performance exige une faible capacité calorifique des parties métalliques de l'adsorbeur et une compatibilité de ces dernières avec l'adsorbat utilisé pour éliminer la corrosion.

- L'adsorbat a aussi un effet non négligeable dans l'obtention de bonnes performances. En effet, nos travaux prouvent que le méthanol reste le meilleur adsorbat comparé à ceux existants dans la littérature. Il conduit toujours à de bonnes performances. Cependant, sa pression est toujours inférieure à la pression atmosphérique, ce qui pose des problèmes des fuites dans le système.

- Concernant l'effet de l'adsorbant sur l'efficacité des machines frigorifiques à adsorption, nous avons montré que les caractéristiques des charbons actifs (tels que le volume total des micropores, l'énergie caractéristique ou la taille moyenne de pores, et l'exposant  $n$  de l'équation de Dubinin) ont une grande influence sur la performance. De plus cette influence dépend fortement des conditions thermodynamiques, principalement la température d'évaporation.

L'application des principes classiques de la thermodynamique permet de bien rendre compte des performances thermiques des cycles. En revanche, cette analyse ne donne aucune indication sur l'influence des paramètres suivant:

- \* La conductivité thermique effective de l'adsorbant

- \* Le coefficient d'échange thermique entre les parties métalliques de l'adsorbeur et le milieu réactif (AC-35/méthanol).

Pour juger la validation de notre modèle sur son aptitude à prédire le mécanisme de transfert de chaleur et de masse. Dans un premier temps nous avons confronté le cycle thermodynamique simulé par notre modèle et le cycle idéal, sous les mêmes conditions de fonctionnement (températures de fonctionnement). Ensuite notre cycle simulé a été comparé à un cycle réalisé à partir des résultats expérimentaux obtenus par une machine solaire de production de froid réalisée au Brésil.

La validation de notre modèle assure son aptitude à prédire l'influence de plusieurs paramètres sur la performance solaire de la machine. Parmi nos résultats nous citons :

- L'augmentation de la température de condensation et d'adsorption entraîne une diminution du coefficient de performance solaire de la machine.
- L'abaissement des pertes thermiques globales et l'amélioration de la performance solaire de la machine de manière appréciable peuvent être attribués à l'augmentation du nombre de vitres ou à l'utilisation de la TIM couverture, ou encore à des adsorbants à haute sélectivité.
- La quantité de froid produite à l'évaporateur et le coefficient de performance solaires sont des fonctions croissantes de la quantité d'énergie totale incidente pendant la journée.
- L'augmentation de la conductivité thermique effective de l'adsorbant et du coefficient d'échange thermique entre la paroi de l'adsorbant et le milieu poreux, conduit à une augmentation du coefficient de performance solaire et de la quantité de froid produite à l'évaporateur, jusqu'à des valeurs optimales.

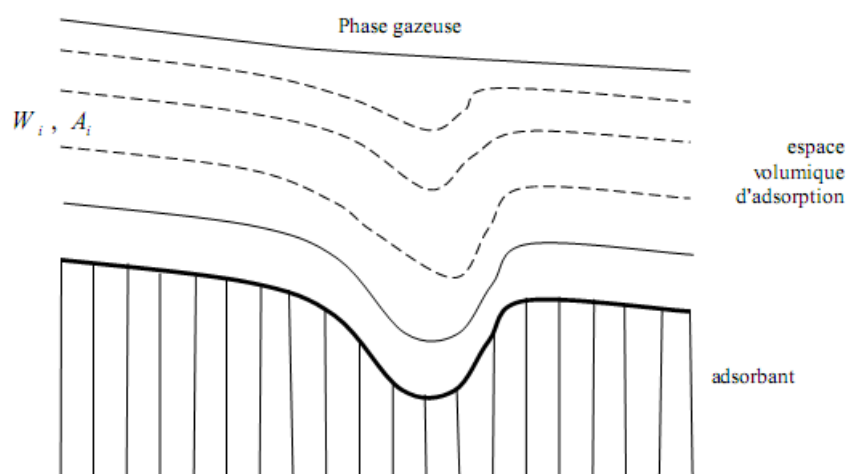
En générale, le coefficient de performance est fonction non seulement des températures de fonctionnement dans l'adsorbant et ses propriétés, mais aussi des rendements de l'évaporateur et du condenseur. De ce fait, des modèles décrivant le processus de transfert de chaleur dans ces deux organes, peuvent être étudiés pour élucider l'influence sur l'efficacité de la machine à adsorption.

Charbon actif	$w_0$ (l/Kg)	n	$E_0$ (J/mol)	$D$	$T_e = 0\text{ }^\circ\text{C}$		$T_g = 10\text{ }^\circ\text{C}$	
					$T_{g\text{ max}}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$COP_{th}$	$T_{g\text{ max}}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$COP_{th}$
AC-35	0.425	2.15	15714.25	$5.020 \cdot 10^{-7}$	105	0.48	115	0.41
AC-40	0.611	53.1	12311.12	$4.779 \cdot 10^{-5}$	99	0.51	111	0.40
LH	0.860	1.32	9628.660	$2.574 \cdot 10^{-4}$	93	0.55	107	0.40
DEG	0.258	2.00	73.18792	$9.656 \cdot 10^{-7}$	117	0.35	126	0.30
PKST	534.0	1.31	74.12494	$1.960 \cdot 10^{-4}$	100	0.45	115	0.35
BPL	0.414	1.45	14800.35	$6.157 \cdot 10^{-5}$	105	0.41	119	0.33
NORIT RB	0.415	2.00	17295.62	$1.140 \cdot 10^{-6}$	113	0.46	121	0.39
KF 1500	0.620	1.41	18100.00	$6.057 \cdot 10^{-5}$	116	0.48	130	0.41
KL 93	0.810	1.55	19800.00	$2.010 \cdot 10^{-5}$	124	0.53	136	0.48
TA 60	571.0	1.62	21100.00	$1.112 \cdot 10^{-5}$	127	0.47	139	0.42
TA 90	0.602	1.55	19000.00	$2.140 \cdot 10^{-5}$	119	0.49	132	0.42
207 E4	0.365	1.34	13210.41	$1.490 \cdot 10^{-4}$	101	0.38	116	0.28
LSZ 40	0.384	1.28	10773.84	$2.881 \cdot 10^{-4}$	95	0.37	111	0.26
LSZ 30	0.405	1.16	19034.50	$3.197 \cdot 10^{-4}$	115	0.36	133	0.30
MD 6070	0.989	1.12	9777.650	$8.898 \cdot 10^{-4}$	96	0.55	113	0.42
MD 5060	535.0	1.50	14406.05	$4.590 \cdot 10^{-5}$	105	0.48	118	0.38

**Tableau1:** Valeurs du  $COP_{th}$  pour deux températures d'évaporation et pour certains nombre de charbons actifs ( $T_a = 25\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$  et  $m_g = 5\text{ kg}$ )

### Théorie du remplissage en volume des micropores (théorie de Polanyi)

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



Présentation schématique du phénomène d'adsorption selon le modèle de Polanyi

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

$$W_i = f(A_i)$$

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

$$A_i = \int_p^{p_1} W_i dP = \int_p^{p_1} RT \frac{dP}{P} = RT \ln \frac{P_s}{P}$$

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

**Tableau IV-2 : Valeurs des température max et température min**

Jour	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
T <sub>max</sub>	36.5	36	35.8	35.8	35.9	36.4	36.4	36.7	36.2	36.7	36.7	36.8	37	37.9	37.8
T <sub>min</sub>	21.7	21.8	21.7	21.4	21.3	21.7	22.4	22.2	22.2	22.2	22.4	22.3	22.6	23.0	23.2

Jour	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
T <sub>max</sub>	37.8	38.1	38.4	38.2	38.5	38.8	38.8	39	39.3	39.5	40.8	41.1	40.3	39.7	40.3
T <sub>min</sub>	23.0	23.3	23.5	23.3	23.8	23.9	24.3	23.7	24.1	24.1	24.1	25.1	25.0	25.1	24.7

**Tableau IV-3 : Valeurs des vitesse de vent**

Année	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1999	2,4	3	3,8	3,5	3	4,6	3,1	2,5	3,6	2,8	2,9	2,4
2000	1	1,6	2,5	5	4,4	3,8	3,5	2,5	3,8	3,4	1,8	2,5
2001	2,9	3,2	3,7	3,8	4,9	4,2	4	2,8	4,3	1,5	1,8	1,6
2002	1	2	2,3	3,8	4,2	2,6	4,5	4,4	2,6	1,2	3,3	2,9
2003	3,8	3,3	2,6	4,2	4,5	4,1	3,8	2,8	3,3	3	2,2	3,2
2004	3,1	2,4	4,6	4,7	5,3	4,6	3,3	3,6	2	2,1	2,1	3,4
2005	2	3,4	4	4,3	3,7	3,9	4,4	3,6	2,6	2,2	2,2	1,9
2006	2,2	2,7	3,7	3	3	2,7	2,8	2,6	2	1,4	1,2	1,8
2007	1	2,6	3,6	5	3,3	4	3,1	3	3,3	2,8	1,3	1,6
2008	1,4	1,3	3	3,3	4	3,8	2,8	2,7	2,8	2,9	1,8	1,6

---

# *Références bibliographiques*

---

- [1] : R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979.
- [2] : J .M.chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, bordas Paris, 1984.
- [3] : S. T. GREGG and K. W. SING, adsorption surface area and porosity, 2<sup>nd</sup> ED. Academic press, London, 1977.
- [4] : Chems. Eddine Chitour, physico-chimie de surfaces, Vol 2, les interfaces gaz –solide et liquide-solide.
- [5] : U. Borel, D. Favrat, thermodynamique et énergétique, 1 De l'énergie à l'exergie, Presses Polytechnique et universitaires romandes, 2005.
- [6] : BAKHTI Mounira ; étude des performances d'un machines frigorifiques à adsorption  
Thèse de magister en génie mécanique universitaire de M'sila .
- [7] : L. M. Sun et F. Meunier, Adsorption : Aspects théorique, Technique de l'ingénieur. J 2730 ; 1-16.
- [8]: S. Follin, Approche de Dubinin pour la caractérisation de charbons actifs et évaluation des performances des cycles frigorifiques à adsorption. Application à la production de froid par le couple charbon actif/dioxyde de carbone, université de Perpignan, thèse de Doctorat, 1996.
- [9] : E. Passos, Etude des couples Charbon actif – Méthanol et de leur application à la Refrigeration solaria PhD.Thesis, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland, 1986.

- [10] : AZZABAKH Aniss , MIMET Abdelaziz , EL FADAR Abdellah , Etude Comparative des performances de deux machines frigorifiques solaires à adsorption utilisant les couples charbon actif / ammoniac et charbon actif ,Université Abdel Malek Es Saadi B.P 2121 Tétoua Maroc
- [11] : A Mimet. Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991.
- [12] : J.A. Duffie and W. Beckman, Solar energy thermal process, John Wiley and Sons, INC, 1974.
- [13] : L' office National de Météorologique, Les données climatique de El Oued de l'année de 2007.
- [14] : M .Capderou " Atlas solaire de l'algérie" Ecole polytechnique d'architecture et d'urbanisme, Alger 1987, OPU 1985.
- [15] : M. B. Grilo, Développement expérimental d'un réfrigérateur solaire pour production du glace qui utilise le couple charbon actif/ méthanol. Thèse de Doctorat, João Pessoa – Paraoba – Brésil, 2004.