

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Systèmes Energétiques Et Développement Durable

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Procédé solaire de production de froid à
basse température par sorption
Solide-gaz**

Présenté par :

Sameh Ben Omar

Proposé et dirigé par :

Dr. Kamel AOUES

Promotion : Juin 2014

Remerciements

Je tiens à remercier à travers cet humble travail, tous les enseignants de la Faculté des Sciences et de la Technologie de l'Université de Biskra, et surtout mes chers enseignants du département de Génie Mécanique, pour tous leurs efforts consentis. J'exprime mes gratitude pour les connaissances qui m'ont fait savourer et acquérir du vaste monde de la science.

Comme je remercie fortement Dr. Kamel AOUES pour sa patience, son encadrement, sa bonne vision et ses critiques constructives qui m'ont guidé dans la réalisation de ce travail. Grand honneur et fierté pour moi d'avoir eu la chance de travailler avec une personne aussi vertueuse, responsable, et attentionné.

J'adresse une très grande reconnaissance aux membres de jury chacun par son nom, Pr. Adel BENCHABANE et Mr. Mounir JELAB, d'avoir accepté de contribuer dans mon travail, par leurs critiques et débats.

Je n'oublie pas de remercier également tous mes camarades et frères de ma promotion pour leurs soutiens et le réconfort.

Enfin mes vives reconnaissances à l'équipe du hall technologique par son responsable Mr. Belhi GUERIRA, du département de Génie Mécanique et à tous ceux qui m'ont aidé à réaliser ce travail, mes chaleureux remerciements.

Dédicaces

A mon père

A ma mère

A mes frères

A mes sœurs

*A mes meilleurs amis : Abed alhak Belhadj,
Abed Al amide Bouhlale , Samir Oumane .*

*pour leur patience, leur encouragement et
leur soutien affectif sans lequel ce travail
n'aurait pu être mené à bien .*

A tous les étudiants du Génie Mécanique.

A tous ceux qui me sont chers

Sommaire

Remerciements	
Dédicace	
Sommaire	I
Liste des figures	V
Nomenclature	VII
Introduction générale	1

CHAPITRE 1 – Notation thermodynamique

1.1. Introduction	03
1.2. Rappels	03
1.2.1. Système isolé, système fermé, système ouvert	03
1.2.2. Conservation de la masse du système	03
1.2.3. Fonction d'état du système	04
1.2.4. Définition de la chaleur et du travail	04
1.2.5. Premier principe de la thermodynamique ou conservation de l'énergie du système	05
a. Enoncé du premier principe	05
b. Expression du premier principe dans un système fermé	05
c. Dans un système ouvert	05
1.2.6. Deuxième principe de la thermodynamique	06
1.3. Fonctions principales de la thermodynamique	07
1.3.1. Equation de Gibbs	07
1.4. Quelques équations importantes	08
1.4.1. Equation de Gibbs Helmholtz	08
1.4.2. Equation de Gibbs Duhem	09
1.5. Thermodynamique de l'adsorption	09
1.5.1. Relation de Clapeyron pour la transition phase adsorbée phase vapeur	09
a. Déplacement de l'équilibre à température constante (Isothermes)	11
b. Déplacement de l'équilibre à pression constante (Isobares)	11
c. Déplacement de l'équilibre à masse adsorbée constante (Isostères)	12
1.5.2. Le modèle Semi empirique de Dubinin	12

1.5.3. Entropie de la phase adsorbée	14
1.5.4. Considérations thermodynamiques sur la valeur de la chaleur spécifique de la phase adsorbée	15
1.6. Conclusion	16
<u>Chapitre 2 – Procédés de sorption et leurs techniques de froid solaire</u>	
2.1. Introduction	17
2.2. Technologie de réfrigération solaire	17
2.2.1. Réfrigération solaire par sorption	18
2.3. Cycle et procédé de base	19
2.3.1. Principe de la sorption	19
2.4. Etat de l'art de la production de froid par énergie solaire	21
2.4.1. Procédé par absorption	21
2.4.1.1. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique absorption	22
2.4.2. Procédés par adsorption et par chimisorption (réaction chimique)	23
2.4.2.1. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique adsorption	25
2.5. Cycles idéaux de la machine frigorifique solaire à adsorption	26
2.5.1. Cycle à simple effet	26
2.6. Avantage et inconvénients des machines à adsorption	28
2.6.1. Inconvénients	28
2.6.2. Avantages	29
2.7. Applications des systèmes de réfrigération par sorption	30
2.8. Conclusion	30
<u>CHAPITRE 3 – Modélisation des différents composants du réfrigérateur solaire</u>	
3.1. Introduction.	31
3.2. Description du réfrigérateur à adsorption à étudier	31

3.2.1.	Composants de la machine frigorifique solaire à adsorption	31
3.2.1.1.	Capteur-adsorbeur	32
3.2.1.2.	Condenseur	32
3.2.1.3.	Evaporateur	32
3.2.1.4.	Eléments auxiliaires	32
3.3.	Fonctionnement Du système global	33
3.3.1.	Le jour	33
3.3.2.	Nuit	34
3.4.	Modélisation dynamique du procédé	35
3.4.1.	Description générale de la modélisation	35
3.4.2.	Hypothèses	36
3.4.3.	Bilans thermiques	37
3.4.3.1.	Parois de réacteur et capteur solaire	37
3.4.3.2.	Mélanges réactifs	39
3.4.3.3.	Condenseur	40
3.4.3.4.	Fluide dans le condenseur	41
3.4.3.5.	Evaporateur	41
3.4.3.6.	Fluide dans l'évaporateur	42
3.4.3.7.	Chambre froide	42
3.5.	Description des étapes de calculs	43
3.6.	Conclusion	45
<u>CHAPITRE 4 – RESULTATS ET DISCUSSIONS</u>		
4.1.	Introduction	46
4.2.	Description de L'installation	46
4.2.1.	Construction de prototype	46
4.2.2.	Différents composants du réfrigérateur solaire	47
4.2.2.1.	Capteur solaire	47
4.2.2.2.	Condenseur à air	48
4.2.2.3.	Evaporateur et hamber froide	49
4.3.	Eléments auxiliaires et instruments de mesure	50
4.3.1.	Les Vannes	50

4.3.2. Instrumentation des mesures	51
4.3.2.1. Mesure de la température	51
4.3.2.2. Mesure de la pression	51
4.3.2.3. Mesure de l'ensoleillement	52
4.4. Etat de réalisation de la machine	52
4.4.1. Le réacteur solaire	52
4.4.2. Le condenseur	52
4.4.3. Etat de réalisation de la machine	53
4.5. Résultats et discussion	54
4.5.1. Les données climatiques du jour type	54
4.5.2. Température du capteur solaire T_{capt}	55
4.5.3. Température du mélange réactive T_R	56
4.5.4. Température du condenseur T_{cond}	56
4.5.5. Température de fluide dans le condenseur T_{fcond}	57
4.5.6. Température de l'évaporateur T_{evap}	57
4.5.7. Température de fluide dans l'évaporateur T_{fevap}	58
4.5.8. Température de la chambre froide T_{chamb}	59
4.5.9. Variation des températures des éléments de la machine	59
Conclusion générale	60
Référence bibliographique	61
Annexes	63

Listes des figures

Fig. 1.1.	Représentation schématique du volume de contrôle avec m_v la masse du volume de contrôle au temps $t + dt$; $m_v + \delta m_e$ la masse du système au temps t et $m_v + \delta m_s$ la masse du système au temps $t + dt$	03
Fig. 1-2.	Diagramme entropie d'une substance pure	06
Fig.1.3.	Entropie de la phase adsorbée et du liquide pur	15
Fig. 2.1.	Organigramme des techniques de froid solaire	16
Fig. 2.2.	<i>Système de réfrigération par sorption</i>	18
Fig. 2.3.	<i>Positions d'équilibre et types d'évolution en fonction de l'état thermodynamique dans le diagramme de Clausius-Clapeyron a) des phénomènes de sorption chimique et de changement de phase liquide-gaz et b) d'ab- et adsorption</i>	22
Fig. 2.4.	<i>Fonctionnement du système par absorption liquide/gaz</i>	22
Fig. 2.5	Schéma de fonctionnement du cycle absorption simple effet	24
Fig. 2.6.	Fonctionnement de système par adsorption et par sorption chimique	26
Fig.2.7.	Schéma d'une machine frigorifique à adsorption	26
Fig. 2.8.	Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dans un diagramme de Clapeyron	31
Fig.3.1.	Le réfrigérateur à adsorption réalisé par Nesba et Hassen	32
Fig. 3.2.	Schéma descriptif d'un réfrigérateur solaire par adsorption	33
Fig. 3.3	Intervention au début de journée	33
Fig.3.4.	Intervention au milieu de matinée	34
Fig. 3.5.	Intervention à la fin d'après-midi	34
Fig. 3.6.	Etat de l'installation la nuit	34
Fig. 3.7	Décomposition du système pour la modélisation.	36
Fig. 3.8.	Bilan thermique sur les parois des réacteurs.	37
Fig. 3.9.	Bilan thermique sur le mélange réactif du système.	39
Fig. 3.10.	Bilan thermique sur le condenseur du système.	40
Fig. 3.11.	Bilan thermique sur le fluide dans le condenseur.	41
Fig. 3.12.	Bilan thermique sur la paroi de l'évaporateur.	41
Fig. 3.13	Bilan thermique sur l'air de la chambre froide.	42
Fig.3.16	L'organigramme de calcul	43
Fig. 4.1	Schéma descriptif d'un réfrigérateur solaire par adsorption	46

Fig. 4.2.	Schéma descriptif du capteur plan 85cmx85cm	47
Fig. 4.3	. Schéma de grille en inox 85cmx85cm	47
Fig. 4.4	. Schéma descriptif du capteur plan avec les entretoises	47
Fig. 4.5.	Schéma d'ailettes de cuivre 85cmx5cm	48
Fig. 4.6.	Schéma descriptif du capteur plan 85cmx85cm	48
Fig. 4.7.	Plaque Schéma de plaque avant de capteur 85cm x85cm	48
Fig. 4.8	Schéma de volet d'isolant	48
Fig. 4.9	Schéma du condenseur à air	49
Fig. 4.10.	Schéma de l'évaporateur	49
Fig. 4.11	Schéma de la chambre froide	49
Fig.4.12	Trois vannes d'isolement entre capteur-condenseur, condenseur-évaporateur et Evaporateur-capteur	50
Fig. 4.13	Les électrovannes.	51
Fig. 4.14	Thermorégulateur avec une sonde du type K.	51
Fig. 4.15	Baromètre	51
Fig. 4.16	Le boîtier du réacteur solaire.	52
Fig. 4.17	Condenseur de Nesba et Hassan	52
Fig. 4.18	Condenseur avec ailettes en cuivre.	52
Fig. 4.19	Dispositif spécial pour trouser les éillettes.	53
Fig. 4.20	Etat de réalisation de la machine.	53
Fig. 4.21	Variation temporelles du rayonnement solaire.	54
Fig. 4.22	Variation temporelles de la température extérieure.	55
Fig. 4.23.	Variation de la température du capteur.	55
Fig. 4.24.	Variation de la température du mélange réactif.	56
Fig. 4.25.	Variation de la température du condenseur.	56
Fig. 4.26.	Température de fluide dans le condenseur.	57
Fig. 4.27	Variation de la température de l'évaporateur.	58
Fig. 4.28	Variation de la température de fluide dans l'évaporateur T_{fevap} .	58
Fig. 4.29.	Variation de la température de la chambre froide T_{chamb} .	59
Fig. 4.30	Variation des températures des éléments de la machine.	59

NOMENCLATURE

COP	Coefficient de performance	-
C _p	chaleur massique à pression constant	J/kgK
E _c	Energie cinétique	J
E _p	Energie potentielle	J
G	Gaz	-
H	Enthalpie du système	J
I	Insolation	w/m ²
L(T)	Chaleur latente de changement de phase à température T	J/Kg
L	Liquide	-
K	Coefficient global de pertes de la chambre froide	w/k
P	Pression	Pa
PCM	Matériau à changement de phase	-
P _s	Pression de vapeur saturante	Pa
Q	Energie calorifique	J
W	Travail	J
R	Constante de gaz parfaits	KJ/Kg.k
S	Surface	m ²
S	Sorbant	-
S	Entropie du système	J/°k
T	Température	°K ou °c
T _s	Température de vapeur saturante	°K ou °c
U	Energie interne	-
V	Volume	m ³
V _v	Vitesse de vent	m/s
w ₀	Volume des micropores	m ³ /Kg
Minuscules		
e	Epaisseur	m
m	Masse	Kg
n	Constante du couple adsorba dans l'isotherme de Dubnium	-
n	Nombre de moles	-
n _a	Nombre de moles d'adsorbant	-
n _s	Nombre de moles adsorbées	-
S _L	Entropie du liquide saturé	KJ/k
S _g	Entropie de la phase gazeuse	KJ/k
h _{sw}	Coefficient d'échange convectif entre paroi et le mélange réactif	w/k.m ²
h _{cond}	Coefficient d'échange convectif dans le condenseur	w/k.m ²

h_{ev}	Coefficient d'échange par convection fluide -évaporateur	$w/k.m^2$
h_{evap}	Coefficient d'échange par convection chambre-évaporateur	$w/k.m^2$
h_{vv}	Coefficient d'échange entre condenseur et l'air	$w/k.m^2$
Indices latins		
capt	Capteur solaire	-
cu	Cuivre	-
cond	Condenseur	-
des	Relatif au charbon de désorption	-
ev	Evaporation	-
evap	évaporateur	-
ext	Extérieur	-
g	Gaz	-
int	Intérieur	-
liq	Liquide	-
sol	Solaire	-
sys	Système	-
poly	polystyrène	-
R	Mélange réactif	-
Grandeurs diverses (Alpha betgrec)		
Majuscules		
Δ	Ecart entr deuw valeurs	-
ΔG	Energie libre différentielle	KJ/Kg
ΔH	Chaleur latente de désorption	KJ/Kg
Minuscules		
α	Coefficient d'amplification des échanges convective des capteurs solaires	-
ψ	Facteur optique du capteur solaire	-
η	Rendement	%
λ	Conductivité thermique	$w/m.k$
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
μ_i	Potentiel chimique du constituant i (i= gaz , liquide ,gaz adsorbé)	-
θ	Coefficient de déperdition thermique du capteur solaire	$w/m^2.K$

Introduction générale

Introduction générale

Actuellement, dans le monde, la production du froid dans l'habitat apparaît comme un enjeu énergétique majeur de ce nouveau siècle.

Dans les pays développés, la production du froid représente un tiers de la consommation d'énergie électrique qui est très coûteuse, tandis que dans les pays en voie de développement, il y a toujours une croissance des besoins en froid.

Néanmoins, que le système de production de froid repassent essentiellement sur des procédés frigorifique à compression de vapeur qui utilisent des fluides très dangereux pour l'environnement, la santé et qui contribuent au changement climatique, l'accroissement de l'effet de serre et le réchauffement de la planète.

Nombreux scientifiques se prononcent des technologies propres et des procédures de production du froid qui doit être capable de répondre aux exigences du froid dans le but toujours l'intégration des clauses d'économie d'énergie et la protection de l'environnement, c'est la base de la nature c'est-à-dire l'énergie solaire qui donne l'intérêt à une autre filière des machines frigorifique à sorption: Solide – Gaz.

De différent prototypes de production de froid ont été construit et développé avec un mode de fonctionnement simple, une adaptation métrologique et utilisant des réfrigérants bénins que ce soit : charbon-actif, méthanol avec en cours toujours une hypothèse de nouveau modélisation de la performance et de traitement.

Les prototypes ou les machines frigorifique à sorption solide – gaz, nous donnons un meilleure confort et faisant le moins de dommages possibles pour l'équilibre écologique et préserve notre patrimoine.

Notre travail consiste à la modélisation, la simulation numérique et expérimentale (si c'est possible) dans le but de prévoir le fonctionnement et le comportement de ce genre de machine thermique et par la suite procédé aux optimisations de leurs rendements.

Pour mener à bien cette étude, nous nous sommes basés sur les travaux antérieurs sur cet axe de recherche. Nolewenn LE PIERRES a mené une étude théorique et expérimentale lors de sa thèse de doctorat (2005) sur le procédé solaire de production du froid à basse

température par sorption solide/gaz . Abed elmoussehel ERROUGANI (2007) a conçu un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon Actif/Méthanol dans le site de Rabat. Djeddar et Guiren (2009). Nesba et Hassan (2011) ont commencé la reproduction du réfrigérateur d'ERROUGANI dans le site de Biskra.

L'objectif de cette étude est la construction d'un code de calcul en environnement MATLAB qui simule le fonctionnement de la machine frigorifique en temps réel. D'autre part, Achever la machine frigorifique incomplète et mener si c'est possible des essais expérimentaux sur cette dernière.

Ce travail a été décomposé en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous donnons quelques rappels des fonctions principales de la thermodynamique classique et la thermodynamique de l'adsorption.

Le deuxième chapitre représente une introduction à la description des procédés de production de froid solaire et la technologie solaire par sorption.

Dans le troisième chapitre, on a exposé la problématique de notre étude et puis la démarche mathématique adoptée pour l'établissement du code de calcul.

Dans le quatrième chapitre, une description détaillée du banc d'essai expérimentale et ces principaux constituants aussi des instruments des mesures utilisées lors de l'expérimentation. D'autre part, nous avons exposé les différents résultats théoriques issus du code calcul élaboré ainsi que leurs discussions.

Enfin, une conclusion générale dans laquelle sont récapitulés les principaux travaux de ce projet en mettant l'accent sur les perspectives à mener pour permettre une bonne compréhension et simulation du mode de travail de ce genre de machine.

CHAPITRE 1

Notation thermodynamique

Chapitre 1 – Notation thermodynamique

1.1. Introduction

L'application de la thermodynamique à l'adsorption est restée longtemps confuse, l'une des raisons qui explique cette confusion est la très grande variété de choix possibles des systèmes thermodynamiques.

Donc nous devons rappeler brièvement certaines fonctions importantes de la thermodynamique.

1.2. Rappels

Un système thermodynamique est contenu dans un volume géométriquement défini de dimension macroscopique. Les frontières de ce volume sont définies comme des surfaces séparant le système de l'extérieur.

1.2.1. Système isolé, système fermé, système ouvert

Un système est dit **isolé**, s'il n'échange à travers ses frontières, ni énergie, ni matière avec l'extérieur. Il est dit **fermé**, s'il échange uniquement de l'énergie avec le milieu extérieur.

Enfin il est dit **ouvert**, s'il échange la matière et l'énergie avec l'extérieur.

1.2.2. Conservation de la masse du système

Dans un système fermé, au cours d'une transformation, la masse totale du système est conservée.

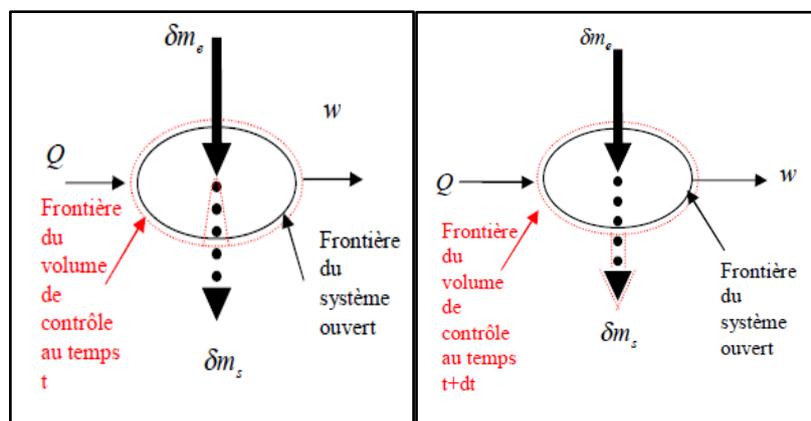


Fig. 1.1. Représentation schématique du volume de contrôle avec m_v la masse du volume de contrôle au temps $t+dt$; $m_v + \delta m_e$ la masse du système au temps t et $m_v + \delta m_s$ la masse du système au temps $t+dt$ [1].

Pour un système ouvert, il est nécessaire de définir un volume de contrôle déformable tel que, pour une transformation, au cours d'un pas de temps considéré, la masse à l'intérieur de ce volume soit constante. Le volume de contrôle contient alors un système fermé défini autour du système ouvert [1].

1.2.3. Fonction d'état du système

Une grandeur thermodynamique est une fonction d'état f si, pour décrire une suite de transformation du système d'un état 1 vers un état 2 thermodynamique non définis, sa variation est indépendante du chemin suivi pour effectuer la transformation de 1 vers 2. Mathématiquement, la différentielle de cette fonction d'état est une différentielle exacte, et conduit à:

$$\int_1^2 df = f(2) - f(1) \quad 1.1$$

Au cours d'une transformation cyclique, où les états initial et final sont rigoureusement identiques :

$$\oint df = 0 \quad 1.2$$

Une grandeur g , qui n'est pas une fonction d'état, présente des variations dépendant du chemin suivi. La grandeur dg n'est pas une différentielle exacte.

$$g_{1-2} = \int_1^2 \delta g \quad 1.3$$

Et au cours d'une transformation cyclique:

$$\oint \delta g \neq 0$$

1.2.4. Définition de la chaleur et du travail

La chaleur Q est définie comme une forme d'énergie qui est transférée à travers la frontière du système à une température donnée à un autre système, à une température plus faible, en raison de la différence de température entre les deux systèmes δQ est comptée positivement quand elle est reçue par le système.

Le travail w est défini comme résultant de l'action d'une force F au cours d'un déplacement, le déplacement s'effectuant dans la direction de la force.

$$w = \int_1^2 F dx \quad 1.4$$

Une autre définition peut être: Un travail est fourni par un système si le seul effet sur l'environnement extérieur au système peut être le soulèvement d'un poids dw est compté positivement quand il est fourni au système.

1.2.5. Premier principe de la thermodynamique ou conservation de l'énergie du système

a. Enoncé du premier principe

L'énergie totale du système E est la somme de l'énergie cinétique E_c , de l'énergie potentielle E_p et de l'énergie interne U . L'énergie interne U est la somme de toutes les énergies du système qui ne sont ni de l'énergie cinétique, ni de l'énergie potentielle.

$$E = E_c + E_p + U \quad 1.5$$

$$dE = \delta Q + \delta w \quad 1.6$$

A tout système, une fonction d'état appelée énergie interne U est associée. Au cours d'une transformation quelconque, la variation d'énergie interne U est égale à l'énergie échangée avec le système lorsque les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

$$dU = \delta Q + \delta w \quad 1.7$$

Ces trois grandeurs E_c , E_p et U , sont des différentielles exactes. Dans la suite de ce chapitre les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle seront négligées. A cause des faibles vitesses et variations de hauteur mises en jeu.

b. Expression du premier principe dans un système fermé

Dans un système fermé, en l'absence de champ extérieur (électrique par exemple) l'énergie dE fournie par l'extérieur durant l'intervalle de temps dt est égale à la somme de la chaleur δQ , et du travail mécanique δw , échangés à travers les frontières du système.

$$dE = \delta Q + \delta w \quad 1.8$$

c. Dans un système ouvert

Pour un système ouvert, la variation d'énergie dE du système subit une transformation s'écrit:

$$dE = \delta Q + \delta w + \Delta H + \Delta E_p + \Delta E_c$$

Sachant que, la variation d'enthalpie ΔH du système, au cours de la transformation s'écrit [1]:

$$\Delta H = \sum dm \cdot h \quad 1.9$$

1.2.6. Deuxième principe de la thermodynamique

Le second principe postule l'existence d'une fonction d'état S appelée entropie, que nous allons donner quelques notions générales sur cette dernière qui seront utiles ultérieurement pour la discussion de l'entropie de la phase adsorbée.

L'entropie S est une grandeur extensive d'un système, et pour les substances pures, on peut trouver les valeurs des entropies spécifiques (s) dans des tables thermodynamiques. Ces valeurs sont données par rapport à un état de référence arbitraire et dans le cas de l'eau, la référence (c'est-à-dire la valeur zéro) est prise pour le liquide saturé à 0°C .

Les propriétés d'une substance pure peuvent être présentées sur un diagramme Température - entropie (T-S) Fig1-2.

Le diagramme (T-S) d'une substance pure est divisé par deux lignes pleines qui se rejoignent formant un dôme.

La ligne de gauche représente le liquide saturé, et celle de droite la vapeur saturée, entre les deux lignes c'est la région d'équilibre liquide – vapeur (solution biphasée).

Donc la variation d'entropie entre deux états A et B d'un système peut être calculée dans simplement le cas d'une transformation réversible.

$$S_A - S_B = \int_A^B \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev}$$

Comme l'entropie est une fonction d'état, cette variation entre les états A et B sera la même pour n'importe quelle transformation se produisant entre ces deux états, réversible ou irréversible.

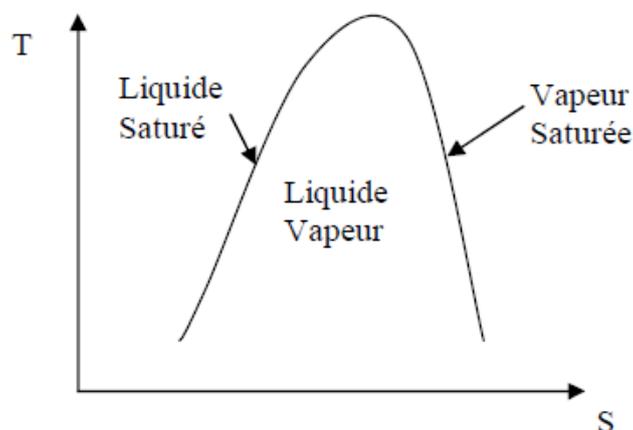


Fig. 1-2. Diagramme entropie d'une substance pure [1].

Donc la variation d'entropie (dS) peut être décomposée en deux parties :

Le flux d'entropie est dû aux échanges avec l'extérieur, et dis la contribution due aux modifications intérieures du système, dis n'est jamais négatif.

- $dis=0$ pour les processus réversibles.

- $dis > 0$ pour les processus irréversibles.

$$dS = des + dis \quad 1.10$$

$$des = \frac{\delta Q}{T} \quad 1.11$$

Puisque l'entropie est une fonction d'état, sa variation au cours d'un cycle est nulle. Donc l'entropie est définie par [1]:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad 1.12$$

1.3. Fonctions principales de la thermodynamique

1.3.1. Equation de Gibbs

L'équation de Gibbs étudiée en cours de thermodynamique, relie la variation d'énergie d'un système quelconque aux variations d'entropie de volume, et de composition lors d'un échange réversible de chaleur, de travail et de matière sans pour autant être en équilibre chimique (la composition du système peut varier) cette équation s'écrit :

$$dU = TdS - pdv + \sum_i \mu_i dn_i \quad 1.13$$

Avec:

U: énergie interne du système (J).

S: Entropie du système (J/°K).

V: Volume du système (m^3).

n_i : Nombre de mole du composant i présent dans le système.

T: Température du système (°K).

P: Pression du système (Pa).

μ_i : Potentiel chimique du composant i (J/mole).

L'équation (1.13) permet également d'exprimer les autres potentielles thermodynamiques pour l'enthalpie.

$$U = H + PV \Rightarrow dH = T.dS + V.dP + \sum_i \mu_i dn_i \quad 1.14$$

- Energie libre de Helmholtz:

$$F = U - TS$$

$$dF = -SdT - Pdv + \sum_i \mu_i dn_i \quad 1.15$$

- Pour l'énergie libre de Gibbs:

$$G = H - TS$$

$$dG = -SdT + VdP + \sum_i \mu_i dn_i \quad 1.16$$

Donc la forme intégrée de ces équations:

$$U = TS - PV + \sum_i \mu_i n_i \quad 1.17$$

$$H = TS + \sum_i \mu_i n_i \quad 1.18$$

$$G = \sum_i \mu_i n_i \quad 1.19$$

1.4. Quelques équations importantes

1.4.1. Equation de Gibbs Helmholtz

Cette équation peut être déduite en combinant les équations (1.16) ;(1.18) ;(1.19)

$$S = \left(\frac{\partial G}{\partial T} \right)_{P, n_i} \quad (d'après (1.16))$$

$$H = G - T \left(\frac{\partial G}{\partial T} \right)_{P, n_i} \quad (d'après (1.18 et 19))$$

Appliquée à température constante aux variations des fonctions H et G cette relation s'écrit:

$$\Delta H = \Delta G - T \left(\frac{\partial \Delta G}{\partial T} \right)_{P, n_i} \quad 1.20$$

Ou peut l'écrire comme suit:

$$\Delta G = \Delta H - T \Delta S \quad 1.21$$

1.4.2. Equation de Gibbs Duhem:

Cette équation est obtenue, en combinant la différentielle de la relation (1.19) et (1.16):

$$VdP - SdT - \sum_i n_i d\mu_i = 0 \quad 1.22$$

Cette équation est très utile, car elle permet de distinguer entre trois cas possibles d'étude de l'équilibre : isotherme, isobare et isostère.

Dans le cas de l'adsorption de l'adsorbat par l'adsorbant, notre intérêt se porte sur le comportement d'un seul constituant de la solution (l'adsorbat), qui peut se trouver dans trois états différents : liquide pure (l), gaz (g), ou adsorbée dans l'adsorbant(s).

1.5. Thermodynamique de l'adsorption

1.5.1. Relation de Clapeyron pour la transition phase adsorbée phase vapeur

On considère la phase adsorbée (s) comme un système à composant unique en équilibre avec le gaz non adsorbé (g).

Comme annoncé au début, l'état de ce système peut être défini au moyen des variables T, P, n.

Où:

T est la température de l'adsorbant.

P est la pression de vapeur de l'adsorbat.

$n = \frac{n_s}{n_A}$ Est le rapport du nombre de moles adsorbées, aux nombres de moles adsorbantes (n_A est pris constante).

Soient, μ_s, μ_g , les potentiels chimiques respectivement de la phase adsorbée, et du gaz qui la surmonte.

L'équilibre entre ces deux phases exige l'égalité: $\mu_g = \mu_s$ c'est-à-dire que pour chaque espèce, le potentiel chimique est le même dans les deux phases. Ainsi Gibbs a publié en 1876, le principe de phases, qui détermine le nombre maximal des variables intensives indépendantes, ou ce qu'on appelle le nombre de degré de liberté. Ce nombre est nécessaire et suffisant pour spécifier l'état de chaque phase du système, mais il est insuffisant pour spécifier la composition de chaque phase. En d'autres termes, le nombre de propriétés spécifiées pour le principe des phases est suffisant pour déterminer l'état intensif mais pas extensif du système.

Le principe des phases donne le nombre de degré de liberté selon la formule suivante:

$$F = 2 + C - P \quad 1.23$$

Où:

C: est le nombre de composant dans le système.

P: est le nombre de phase dans le système.

Si l'équilibre est déplacé en faisant varier les variables (T, P, n) on aura:

$$\begin{aligned} d\mu_G &= d\mu_S \\ d\mu_S &= \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial T}\right)_{P,n} dT + \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial P}\right)_{T,n} dP + \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn \\ &= -\bar{S}_S dT + \bar{V}_S dP + \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn \end{aligned} \quad 1.24$$

S et V_S Sont obtenus par différentiation de la relation (1.16).

Pour le gaz l'équation de Gibbs Duhem (1-22) fournit la relation:

$$n_G d\mu_G = -S_G dT + V_G dP$$

Ou bien :

$$d\mu_G = -S_G dT + V_G dP \quad 1.25$$

S_G et V_G sont des quantités moyennes ($S_G = \frac{S_G}{n_G}$ et $V_G = \frac{V_G}{n_G}$)

L'égalité $d\mu_G = d\mu_S$ devient

$$-S_G dt + V_G dt = -\bar{S}_S dt + \bar{V}_S dP + \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn$$

Ou encore :

$$(V_G - \bar{V}_S) dP = (S_G - \bar{S}_S) dt - \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn \quad 1.26$$

$$\Rightarrow (S_G - \bar{S}_S) dT - (V_G - \bar{V}_S) dP + \left(\frac{\partial\mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn = 0$$

Cette équation est tout à fait générale puisque aucune hypothèse restrictive n'a été faite.

On peut d'autre part supposer que:

1°- Le volume d'une molécule de gaz adsorbé est négligeable devant le volume d'une molécule de la phase gazeuse:

$$(V_G - \bar{V}_S) \approx V_G \quad 1.27$$

2°- Le gaz est parfait:

$$V_G = \frac{RT}{P} \quad 1.28$$

Donc l'équation (1.26) devient :

$$(S_G - \bar{S}_S)dT - \frac{RT}{P}dP + \left(\frac{\partial \mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn = 0 \quad 1.29$$

On peut déplacer l'équilibre de la phase adsorbée, en modifiant au moins deux des trois grandeurs: température, pression et quantité adsorbée. Les trois cas particuliers qui nous intéressent sont ceux où une de ces grandeurs est maintenue constante, ces cas sont:

a. Déplacement de l'équilibre à température constante (Isothermes):

De l'équation (1-26) on obtient:

$$\frac{RT}{P}dP = \left(\frac{\partial \mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn \quad 1.30$$

Ou encore

$$RT \frac{\partial \ln P}{\partial n} = \left(\frac{\partial \mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} \quad 1.31$$

Cette relation permet d'obtenir le potentiel chimique de la phase adsorbée à partir de la connaissance du réseau d'isothermes, ou d'obtenir la variation de la pression à partir d'une relation: $\mu_s = \mu_s(n)$ connue.

b. Déplacement de l'équilibre à pression constante (Isobares):

De (1.26), on obtient :

$$(\bar{S}_S - S_G)_P dT = \left(\frac{\partial \mu_S}{\partial n}\right)_{T,P} dn \quad 1.32$$

Ou bien ;

$$\frac{\partial n}{\partial T} = \frac{(\bar{S}_S - S_G)_P}{\left(\frac{\partial \mu_S}{\partial n}\right)_{T,P}} \quad 1.33$$

Cette relation donne la variation d'entropie le long d'une isobare, en fonction de la température, une fois comme la relation: $\mu_s = \mu_s(n)$

A l'équilibre on a aussi :

$$\Delta H = T\Delta S$$

Et la relation (1-33) devient:

$$\frac{\partial n}{\partial T} = \frac{\Delta H}{T \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial n} \right)_{P,T}} \quad 1.34$$

Où ΔH est la chaleur latente d'adsorption.

c. Déplacement de l'équilibre à masse adsorbée constante (Isostères)

Toujours de l'équation (1.26), on obtient:

$$-S_G dT + V_G dP = -\bar{S}_S dT + \bar{V}_S dP \quad 1.35$$

En négligeant le volume molaire du gaz adsorbé et par (1-26) on a :

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right) = \left(\frac{S_G - \bar{S}_S}{RT} \right) = \frac{h_G - \bar{h}_S}{RT^2} = \frac{\Delta H}{RT^2} \quad 1.36$$

La quantité $\Delta H = h_G - \bar{h}_S$ est couramment appelée chaleur isostérique d'adsorption.

La relation (1.36) est identique à l'équation de Clapeyron quand elle est appliquée à la transition de phase: phase adsorbée – phase vapeur.

1.5.2. Le modèle Semi empirique de Dubinin:

Ce modèle est basé sur une approche macroscopique du phénomène de l'adsorption introduite par POLANYI [1]. 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 effectué par les forces d'adsorption, pour faire passer une molécule d'adsorbat 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 formé est incompressible et que la formation d'un liquide entraîne un travail négligeable, on peut écrire:

$$\varepsilon \Delta G_{absorption} = RT \ln \frac{P_0}{P} \quad 1.37$$

Soit θ le rapport entre le volume adsorbé (w) et le volume maximal adsorbable (w_0) qui peut-être contenu dans l'adsorbat.

La théorie postule l'existence d'une fonction $f(\Delta G)$ indépendante de la température, appelée fonction caractéristique qui relie ΔG au taux de remplissage θ [1].

On peut alors écrire:

$$\theta = f(\Delta G) \quad 1.38$$

et

$$\left(\frac{\partial \Delta G}{\partial T}\right)_w = 0 \quad 1.39$$

Dubinin et Coll [1] ont développé le concept du (remplissage en volume) lors de l'adsorption de gaz sur adsorbants microporeux. Cette théorie présente deux hypothèses principales:

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

$$\Delta G = RT \ln \frac{P_0}{P} = \beta f^{-1}(v) \quad 1.40$$

- 2- Dubinin propose de prendre comme fonction caractéristique :

$$\theta = \exp\left(\left[-\frac{K\Delta G^2}{\beta^2}\right]\right) \quad 1.41$$

Equation que l'on notera désormais, équation $D - R$ pour Dubinin- RADUSHKEVITCH. L'équation $D - R$ a une origine empirique et prévoit une loi de distribution de RAYLEIGH de la forme:

$$f(\Delta G) = \frac{2K\Delta G}{\beta} \exp\left(-\frac{K\Delta G^2}{\beta^2}\right) \quad 1.42$$

$$\ln w = \ln w_0 - D \left[T \ln \frac{P_S}{P}\right]^2 \quad 1.43$$

Avec : $D = \frac{KR^2}{\beta^2}$

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 à la température de l'adsorbant T.

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

Les quantités w et w_0 sont reliées aux masses correspondantes par leurs masses volumiques ρ :

$$w = \frac{m(T,P)}{\rho(T)} \quad \text{Et} \quad W_0 = \frac{m_0(T)}{\rho_0(T)} \quad 1.44$$

Dubinin Suggère d'utiliser l'approximation suivante pour les valeurs de $\rho(T)$ et $\rho_0(T)$: [1]. Pour une température inférieure à la température normale d'ébullition, la masse volumique est considérée comme égale à celle du liquide.

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

- m est la masse molaire de l'adsorbat.
- b est la constante de l'équation de "VAN DER WALLS".

Récemment d'autres auteurs [1] ont proposé d'autres valeurs de $\rho(T)$ (Voir annexe 1). On peut calculer la chaleur isostérique d'adsorption ΔH en différenciant l'équation (1.43) et à partir de la relation de CLAPEYRON:

$$\Delta H = -L(T) - RT \ln \frac{P_S}{P} - \frac{R\alpha}{2D} \left(\ln \frac{P_S}{P} \right)^{-1} \quad 1.45$$

Où:

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

α : Est le coefficient de dilatation de la phase adsorbée, calculé par:

$$\alpha = \frac{d}{dT} (\ln m_0(T)) \quad 1.46$$

Une importante remarque doit être signalée:

- Quand la pression P tend vers la pression de vapeur saturante $P_0(P_s)$, la chaleur isostérique calculée par (1.45) diverge.

1.5.3. Entropie de la phase adsorbée

La représentation dans un diagramme (T, S) est très utile pour l'analyse d'un cycle de pompe à chaleur à adsorption solide suivant le second principe.

Une telle analyse a été présentée par E .DAHOME et F .MEUNIER [1] en prenant une formule de Dubinin, pour calculer l'entropie de la phase adsorbée. Donc l'expression de l'entropie de la phase adsorbée est obtenue de l'équation: (1.36)

Où:

Δcp Est la variation de la chaleur spécifique lors d'un changement de phase, nous avons:

- à la l'interface liquide – gaz :

$$C_l = cp - \frac{\partial L}{\partial T} \quad 1.50$$

- à la l'interface adsorbée - gaz:

$$C_s = cp - \frac{\partial \Delta H}{\partial T} \quad 1.51$$

D'où on peut déduire:

$$C_s - C_l = - \frac{\partial(\Delta H - L)}{\partial T} \quad 1.52$$

- Si à n constant ΔH varie avec T comme L, on a:

$$\frac{\partial(\Delta H - L)}{\partial T} = 0 \Rightarrow C_s = C_l$$

- Si à n constant ΔH est indépendante de la température, nous avons:

$$C_s = cp \text{ (d'après 1.51)}.$$

1.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé la théorie et les lois fondamentales de la thermodynamique. Cette théorie en relation avec le phénomène de sorption (adsorption solide/gaz) qui est basé sur l'utilisation des équations d'états adsorbants – adsorbats. Une très bonne compréhension de ces lois, nous facilite le développement d'un modèle de calcul qui simule le comportement de ces machines thermiques.

CHAPITRE 2

Procédés de sorption et leurs techniques de froid solaire

Chapitre 2 – Procédés de sorption et leurs techniques de froid solaire

2.1. Introduction

Avant d’entamer notre travail on débute par cette partie qui est une préface sur les techniques de la production du froid à partir de l’énergie solaire, en se basant sur les systèmes de réfrigération à adsorption.

2.2. Technologie de réfrigération solaire

Il existe plusieurs voies d’utilisation de l’énergie solaire pour produire le froid. On peut les répertorier dans deux types de procédés principaux : i) le premier est basé sur l’emploi de l’électricité en utilisant des panneaux photovoltaïques, ii) le deuxième est basé sur l’emploi des panneaux photo-thermiques. Les techniques utilisées sont listées dans la figure (2.1) [2].

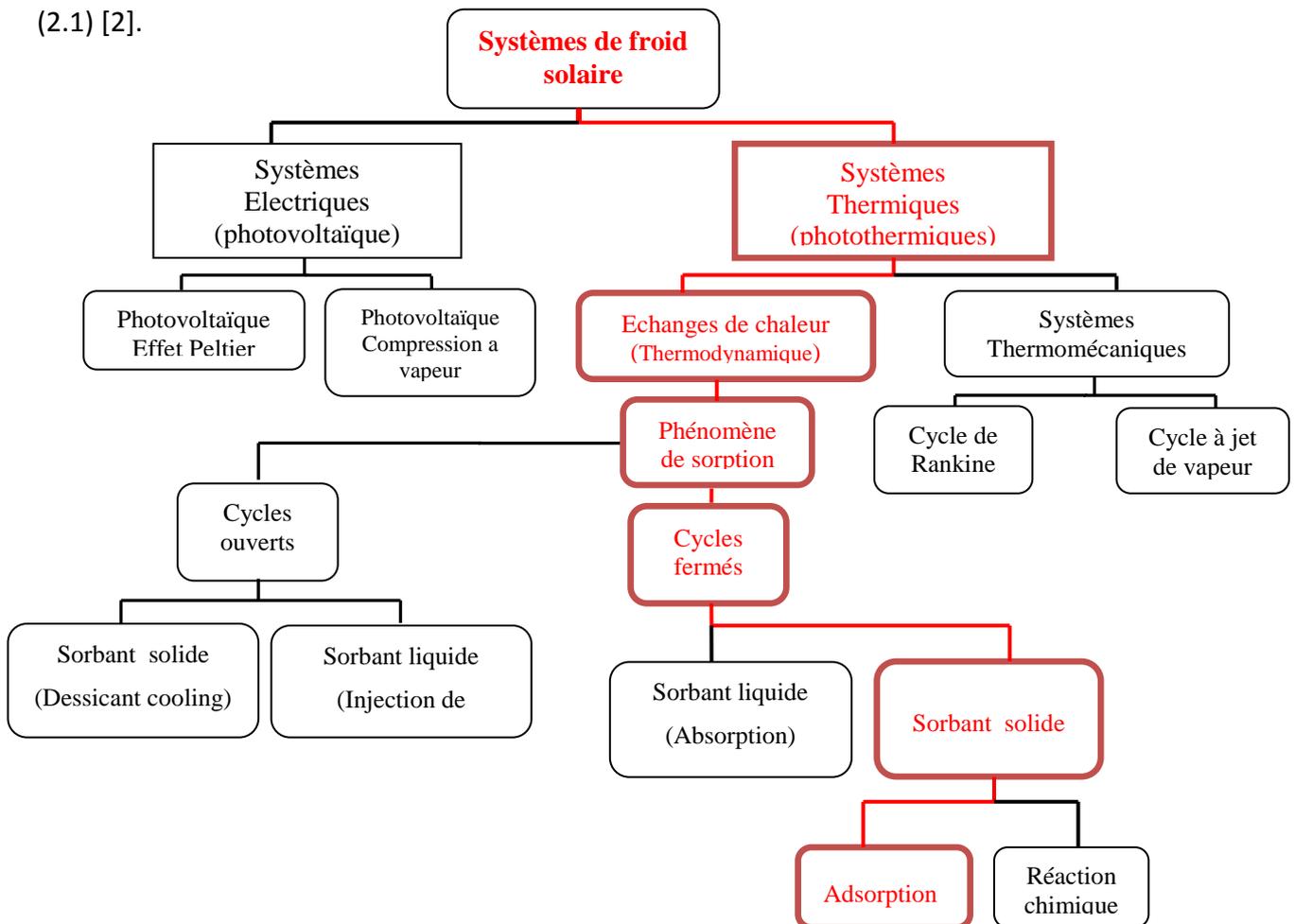


Fig. 2.1. Organigramme des techniques de froid solaire [3].

2.2.1. Réfrigération solaire par sorption

Les systèmes existants de production de froid utilisant l'énergie solaire thermique sont basés sur trois phénomènes de sorption, le procédé par absorption liquide-gaz, procédé par adsorption solide-gaz et le procédé par réaction chimique. Ces phénomènes utilisent l'attraction physique ou chimique entre un couple de substances dont le but de produire le froid. Une sorption a une capacité unique de transformer l'énergie thermique directement en puissance de refroidissement. La substance à plus faible température d'ébullition est appelée le sorbat qui joue le rôle du fluide frigorigène et l'autre est appelée le sorbant [2].

La figure (2.2) montre un schéma d'un système fermé de sorption, le processus de la sorption est désigné par "l'absorbeur" et le processus de désorption est désigné par la composante "générateur". Nous appelons ainsi l'ensemble de ces deux composantes un lit d'adsorbant, le générateur reçoit la chaleur Q_g du panneau solaire pour générer le sorbat, ce dernier a été auparavant absorbé en tant que fluide frigorigène dans l'absorbeur. La vapeur réfrigérante produite dans le processus de génération se condense dans le condenseur en rejetant la quantité de chaleur de condensation à l'air ambiant Q_c . Dans l'évaporateur, le réfrigérant liquéfié dans le condenseur s'évapore en absorbant la quantité de chaleur Q_e de l'espace à refroidir. Par la suite, le sorbat, initialement généré dans le générateur est absorbé comme vapeur frigorigène sortant de l'évaporateur, en rejetant la quantité de chaleur de sorption Q_a vers le milieu ambiant [4].

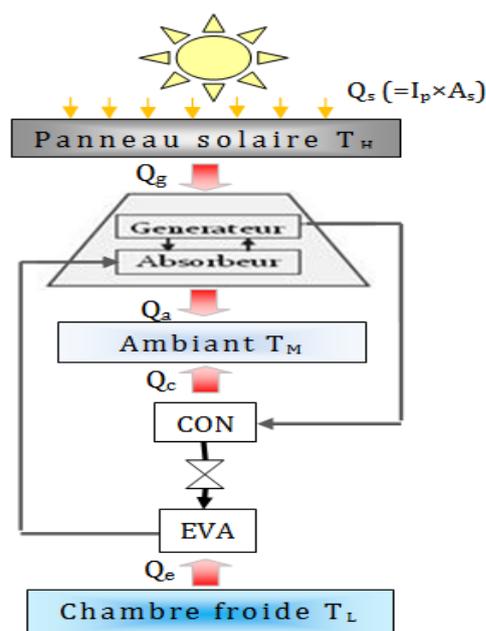


Fig. 2.2. Système de réfrigération par sorption [4].

Dans les machines de réfrigération par sorption le rendement de refroidissement est souvent défini par [4] :

$$\eta_{heat_cool} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{el}} \quad 2.1$$

Où W_{el} est le travail électrique. Ce rendement, également appelée COP

2.3. Cycle et procédé de base

Les machines thermiques à sorption de gaz permettent la production ou le stockage de froid et ou de chaleur. Ces machines, au moins trithermes. Utilisent de l'énergie thermique comme énergie motrice, contrairement aux machines dithermes qui utilisent l'énergie mécanique, et peuvent donc fonctionner grâce à des énergies renouvelables (solaire, géothermale) ou des rejets de chaleur industriels. Les systèmes à sorption de gaz font donc l'objet d'un intérêt croissant [3].

2.3.1. Principe de la sorption

Les procédés thermochimiques reposent sur la gestion de la thermicité d'un phénomène renversible de sorption entre un gaz G et un sorbant (liquide ou solide) S:



Dans le sens 1 (appelé synthèse dans le cas d'une réaction chimique solide-gaz ou sorption dans le cas de l'ab- et de l'ad-sorption). Le gaz G se fixe sur le sorbant S_1 . Ce phénomène est exothermique et libère la quantité de chaleur de sorption ΔH_{sorp} . Dans le sens 2 (appelé décomposition ou désorption respectivement), le sorbant S_2 libère du gaz G. Ce phénomène endothermique nécessite l'apport de la quantité de chaleur ΔH_{sorp} .

Les réactions chimiques solide-gaz (ou chimisorptions) sont des processus monovariants. A l'équilibre, l'état thermodynamique du système est parfaitement déterminé si l'on connaît un paramètre intensif définissant cet état (pression ou température). Les équilibres des réactions solide-gaz sont régis par l'équation d'équilibre thermodynamique (2). De même que les phénomènes de changement de phase liquide-gaz.

$$\ln\left(\frac{P}{P_0}\right) = -\frac{\Delta H_0}{R.T} + \frac{\Delta S_0}{R} \quad 2.3$$

Où AH_0 et AS_0 sont respectivement les variations d'enthalpie et d'entropie de la réaction rapportées à une mole de gaz G. dans les conditions standards de température et de pression.

Si l'on néglige la variation de ces grandeurs dans les faibles intervalles de températures classiquement utilisés (hypothèse vérifiée dans le cas de la chimisorption et du changement de phase), les positions d'équilibre du phénomène correspondant peuvent être représentées par une droite dans le diagramme $(\ln(P), -1/T)$ de Clausius-Clapeyron (Fig.2.3.a).

Les phénomènes d'ab- et ad-sorption d'un gaz dans une solution liquide ou sur la surface d'un solide sont des phénomènes divariants. Les états d'équilibres thermodynamiques peuvent être représentés par des faisceaux de droites (appelées isostères) dans le diagramme de Clausius-Clapeyron. Dans ce diagramme, chaque droite représente un équilibre du phénomène pour une quantité de gaz donnée fixée sur le support (Fig. 2.3.b). Plus les isostères sont situées vers les températures élevées du diagramme, plus la teneur en gaz du support est faible. Nous considérerons dans la suite, par soucis de simplification, que l'équilibre 'moyen' peut être représenté par une droite unique moyenne, comme cela se fait usuellement pour une faible variation dans la composition [3].

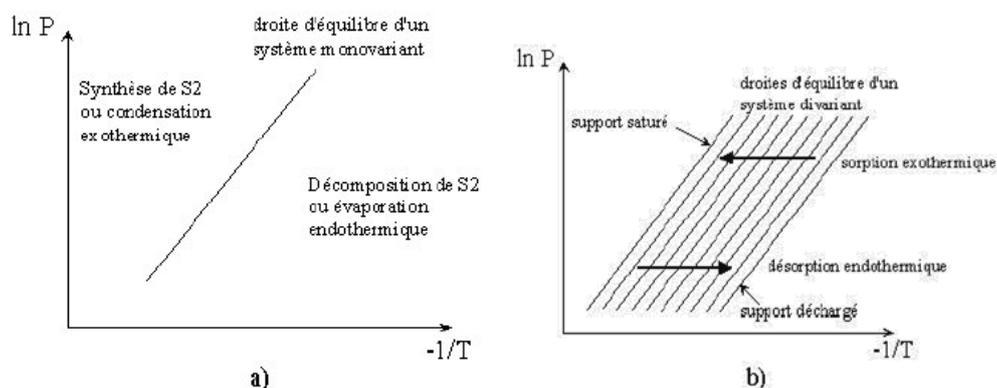


Fig. 2.3. Positions d'équilibre et types d'évolution en fonction de l'état thermodynamique dans le diagramme de Clausius-Clapeyron a) des phénomènes de sorption chimique et de changement de phase liquide-gaz et b) d'ab- et ad-sarptian [3].

2.4. Etat de l'art de la production de froid par énergie solaire

Les systèmes existants de production de froid utilisant l'énergie solaire thermique sont basés sur les trois phénomènes de sorption présentés précédemment, le procédé par absorption liquide-gaz, le procédé par adsorption solide-gaz et le procédé par réaction chimique.

Les performances des procédés solaires sont quantifiées par deux types de COP : le COP dit 'COP système' du procédé de production de froid en tant que tel, hors système de cap talion solaire, et le COP dit 'COP solaire' du procédé global prenant en compte le rendement du système de captation de l'énergie solaire incidente.

Le COP système est défini comme :

$$COP_{sys} = \frac{\text{froid produit}}{\text{énergie reçue par le réacteur}}$$

Le COP solaire est défini comme :

$$COP_{sol} = \frac{\text{froid produit}}{\text{énergie solaire incidente au capteur solaire}}$$

Ce COP_{sol} inclue le rendement des capteurs solaires, il est donc plus faible que le COP système [3].

2.4.1. Procédé par absorption

La réfrigération par absorption a été la plus fréquemment adoptée pour les systèmes solaires de réfrigération. Il ne nécessite que très peu ou pas de puissance électrique et pour la même capacité les dimensions physiques d'une machine à absorption sont plus petites que celles d'une machines a adsorption en raison du fort coefficient de transfert thermique de l'absorbant. La technologie actuelle peut fournir diverses machines à absorption avec des COP allant de 0,3 à 1,2. Le choix d'une machine frigorifique à absorption est principalement lié aux performances du capteur solaire à utiliser.

Le cycle à absorption fonctionne de la même manière que le cycle à compression. Seul le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique, contenant un mélange de deux constituants : le réfrigérant qui va circuler dans l'ensemble condenseur-évaporateur et un solvant qui interagit très fortement avec le réfrigérant. Cette interaction

est la cause du phénomène d'absorption du réfrigérant dans le solvant avec lequel il forme une solution liquide [2].

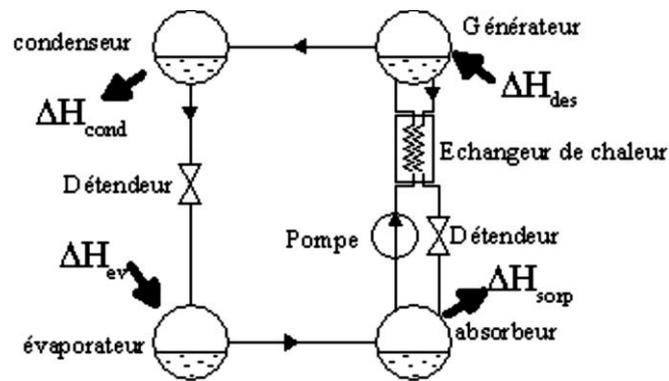


Fig. 2.4. Fonctionnement du système par absorption liquide/gaz [3].

2.4.1.1. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique absorption

La méthode de réfrigération par absorption utilise un cycle purement thermique qui repose sur des différences d'affinités entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration. L'absorption est l'affinité entre deux fluides (liquide -liquide ou liquide - vapeur). Le fluide de travail du système est une solution contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant qui ont l'un pour l'autre une forte affinité [2].

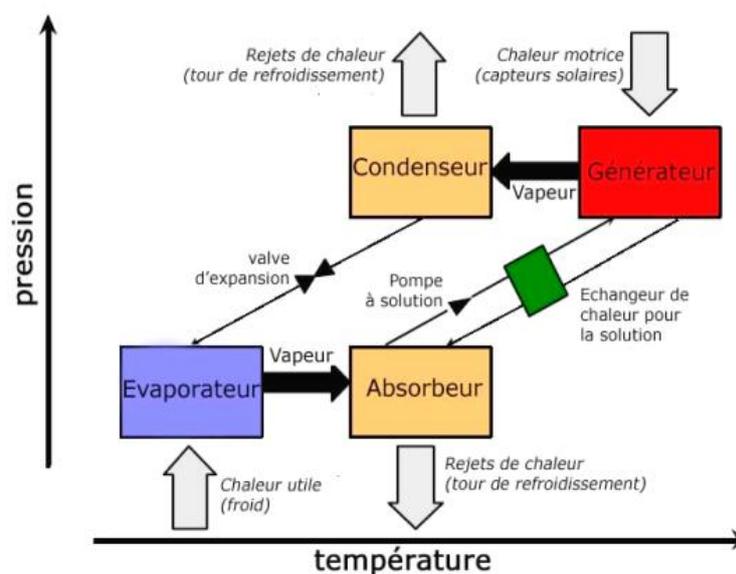


Fig. 2.5. Schéma de fonctionnement du cycle absorption simple effet [5].

La solution saline (Fig. 2.5) à faible concentration d'absorbant est chauffée dans le désorbeur (ou générateur) grâce à la chaleur motrice et libéré de l'eau sous forme gazeuse, qui va se condenser dans le condenseur la solution saline est ainsi concentrée. Le réfrigérant se vaporise dans l'évaporateur et est absorbée par la solution concentrée dans l'absorbeur. L'absorption est un phénomène exothermique, qui est défavorisée par une haute température. C'est pourquoi un dispositif (généralement une tour de refroidissement humide) est utilisé pour évacuer la chaleur générée dans l'absorbeur et dans le condenseur. Un échangeur de chaleur entre l'absorbeur et le désorbeur existe afin de préchauffer la solution froide venant de l'absorbeur et refroidir la solution en sortie de générateur. Le cycle de la machine à absorption est basé sur le fait que la température d'ébullition d'un mélange est plus haute que celle d'un liquide pur [6].

2.4.2. Procédés par adsorption et par chimisorption (réaction chimique)

L'adsorption est un phénomène résultant de l'interaction entre un solide (sorbant) et un gaz (fluide frigorigène) basé sur un processus de réaction physique ou chimique.

Les procédés par adsorption ou par réaction chimique solide-gaz sont des procédés où les deux phases (adsorption) et (désorption) du dipôle sont séparées temporellement. Ceci est dû au fait que l'on ne peut transporter le milieu sorbant solide de la même façon que le sorbant liquide circule dans les systèmes à absorption [7],[8].

La différence principale entre ces deux procédés réside dans le type de liaison entre le sorbant et le fluide (sorbant) : pour l'adsorption, les molécules de fluide adsorbées à la surface du sorbant sont liées par des liaisons faibles de type Van der Waals alors que la sorption chimique implique des liaisons plus fortes, de type liaisons ioniques ou covalentes, avec transformation de la structure chimique des molécules de sorbant[9].

Pour les procédés d'une réaction chimique renversable, l'état du sorbant est caractérisé par un avancement X , défini comme le taux de chargement du sorbant en gaz de travail. X varie entre 0 (sorbant complètement déchargé) et 1 (sorbant saturé en gaz de travail) [3].

Les enthalpies d'adsorption sont de l'ordre de 800 à 6000 kJ/kg de gaz en fonction des couples considérés et de 30 à 100% plus importantes que les enthalpies de changement de

phase du fluide de travail. Ces enthalpies d'adsorption dépendent majoritairement des propriétés de surface des adsorbants, comme la surface spécifique, la taille et le volume des micropores [9].

Pour les systèmes à réaction chimique, les enthalpies de réaction sont de l'ordre de 1600 à 4000 kJ/kg de gaz en fonction des couples considérés [10] soit de 30 à 300% plus importantes que les enthalpies de changement de phase du fluide considéré.

Le système de base de production de froid par adsorption ou réaction chimique présente généralement trois enceintes (Fig. 2.6) :

- un réacteur ou adsorbeur contenant le sorbant solide S qui est successivement chauffé à T_h et refroidi à T_m afin de libérer ou absorber le gaz G.
- un condenseur dans lequel le fluide G se condense à la température T_m , libérant ΔH_{cond} .
- et un évaporateur dans lequel le fluide G s'évapore en absorbant la chaleur ΔH_{ev} à T_b .

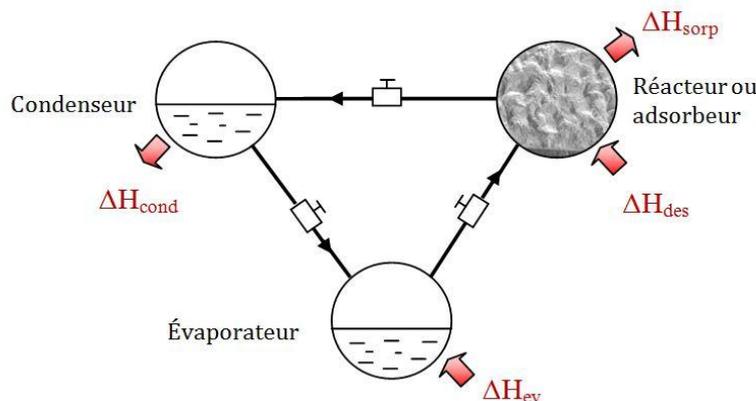


Fig. 2.6. Fonctionnement de système par adsorption et par sorption chimique [3]

Ces trois enceintes sont parfois reliées par des vannes afin de maîtriser les phases de fonctionnement du procédé. Le système peut également fonctionner sans vanne ni pompe et présente alors l'intérêt de ne comporter aucun organe mobile. Il peut donc avoir un fonctionnement silencieux, et plus robuste que les systèmes à absorption. Les deux phases (adsorption) et (désorption) ont ici lieu successivement et ce procédé fonctionne donc de façon discontinue, ce qui impose le cyclage d'une masse thermique importante, diminuant le COP du système. Par ailleurs, un stockage frigorifique est nécessaire afin de pallier à cet inconvénient, un procédé couplant deux systèmes en opposition de phase peut aussi être

utilisé pour produire du froid en continu lorsque la source de chaleur à T_h est disponible en continu [3].

2.4.2.1. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique adsorption

Au début de cycle, les vannes V1, V2 et V3 sont fermées, l'adsorbant se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat.

En chauffant l'adsorbant, 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'adsorbant soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbant 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'adsorbant atteint celle de l'évaporateur, la vanne V1 s'ouvre et l'adsorbant 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'adsorbant 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 [11].

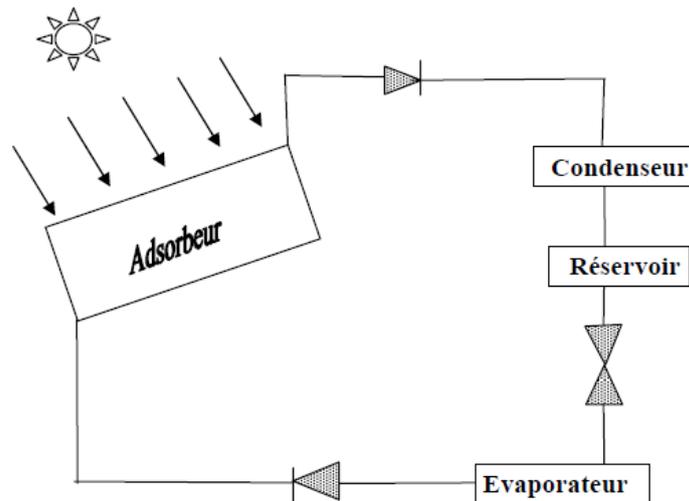


Fig.2.7. Schéma d'une machine frigorifique à adsorption [11].

2.5. Cycles idéaux de la machine frigorifique solaire à adsorption

2.5.1. Cycle à simple effet

La machine frigorifique à adsorption fonctionne par cycle. La figure (2.8) 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'adsorbent. 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 [11].

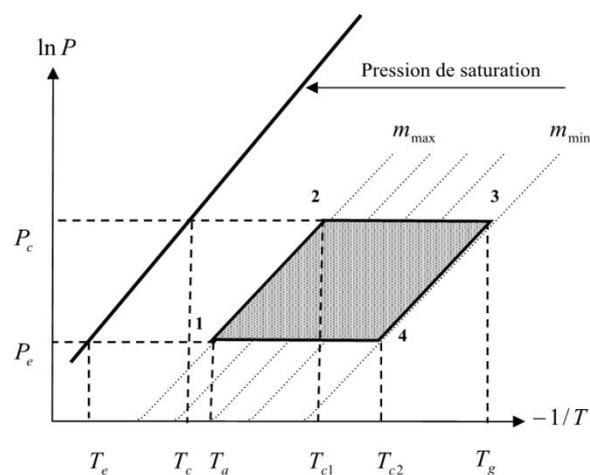


Fig. 2.8. Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dans un diagramme de Clapeyron [11].

➤ **Phase de chauffage**

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} [11].

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 [11].

➤ **Phase de refroidissement**

3. Phase de refroidissement isostérique(3→ 4)

Par opposition à la première phase, le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbat commence au point 3, où la température et la pression diminuent jusqu'à ce que la pression devienne égale à celle qui règne dans l'évaporateur. La température atteinte est dite température seuil d'adsorption T_{c2} (point 4). La masse totale du fluide adsorbée reste constante dans cette phase et est égale à m_{\min} [11].

4. Phase d'adsorption - évaporation (4→1)

Cette phase est la phase motrice du cycle, pendant laquelle le froid est produit. Au point 4, commence l'évaporation du réfrigérant en produisant le froid dans l'évaporateur. La vapeur produite s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbeur, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbat devienne minimale T_a , fixée pour le cycle correspondant. Durant la transformation (4→1), le système suit l'isobare imposée par l'évaporateur, correspondant à la pression de saturation du réfrigérant à la température d'évaporation. A 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 [11].

2.6. Avantage et inconvénients des machines à adsorption

2.6.1. Inconvénients

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

1. Le coefficient de performance thermique de ces machines est limité (< 0.5) [22]. Donc ce coefficient est plus faible que ceux des systèmes à compression et à absorption.
2. Fortes puissances thermiques à évacuer vers l'extérieur.
3. Basses pressions de vapeur avec les frigorigènes utilisés (eau et méthanol).
4. Avec l'eau, l'impossibilité de produire du froid au-dessous de 0 °C .

5. Les performances du système de captation des machines frigorifiques solaires à adsorption sont particulièrement sensibles aux conditions environnementales (vent, température ambiante et rayonnement solaire), ce qui renforce le caractère aléatoire de la production frigorifique provenant du caractère fluctuant de l'énergie solaire.
6. La production discontinue de froid imposant un accumulateur externe pour le stockage de l'énergie. Cette solution permet de pallier la nature intermittente et aléatoire de l'énergie solaire, mais n'a pas encore reçu de succès économique satisfaisant. Le problème de discontinuité de production de froid peut être résolu en utilisant plusieurs adsorbants, ce qui augmente l'encombrement, le poids et le prix de la machine [11].

2.6.2. Avantages

Les machines frigorifiques à adsorption présentent comme avantages principaux:

1. L'absence de compression mécanique, donc pas de vibrations et de bruits.
 2. La possibilité d'utiliser une énergie calorifique disponible et d'éviter ainsi la consommation électrique du compresseur. Donc, ce sont des machines poly-énergie
 3. (Brûleur du propane, résistance électrique, énergie solaire, ...etc).
 4. La parfaite autonomie.
 5. Le procédé classique des machines à adsorption opère avec un seul adsorbant, il présente certes l'avantage d'être simple technologiquement, ce qui lui confère les qualités de facilité d'entretien et de fiabilité dans le temps.
 6. L'intermittence du cycle de base associé à ces machines représente une caractéristique utile dans les applications solaires où l'énergie solaire n'est que discontinuellement disponible. Ces machines sont donc parfaitement adaptables à cette énergie.
 7. Le fonctionnement intermittent permet de diminuer le nombre de composants du système.
 8. Des coûts de fonctionnement et d'entretien très réduits.
 9. La durée de vie de ces machines peut être longue, si l'on s'est prémuni contre la décomposition du frigorigène et contre les phénomènes de corrosion [11].
-

2.7. Applications des systèmes de réfrigération par sorption

Sur la base de la demande de la température de refroidissement, les applications des systèmes solaires par sorption peuvent être classées en trois catégories :

1. La climatisation (8-15°C) pour les espaces,
2. La réfrigération (0-8 °C) pour les produits alimentaire et le stockage des vaccins,
3. La congélation (<0°C) pour la fabrication de glace ou de butts de congélation.

2.8. Conclusion

Dans ce chapitre, d'une part, une recherche bibliographique sur les technologies de la production du froid solaire par sorption (absorption et adsorption) a été établie en se basant sur les travaux antérieurs. Nous concluons que les technologies de réfrigération solaire par sorption peuvent être utilisées pour produire une large gamme de températures de froid. Les technologies examinées sont intéressantes pour en servir aux besoins de froid. Ces technologies (absorption et adsorption) peuvent surtout répondre à la demande de conservation de l'énergie et de la protection de l'environnement.

CHAPITRE 3

Modélisation des différents composants du réfrigérateur solaire

Chapitre 3 – Modélisation des différents composants du réfrigérateur solaire

3.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation des différents composants de notre réfrigérateur solaire. Nous allons établir un code de calcul qui nous permet de simuler le fonctionnement de l'installation dans les conditions réelles d'un jour type. Il nous permet de déterminer les températures des différents composants.

3.2. Description du réfrigérateur à adsorption à étudier

Le banc d'essai du réfrigérateur à adsorption à étudier a été construit par Nesba et Hassen (2011) [6]. Basé sur l'étude de ERROUGANI (2007)[12] ; Nesbah et Hassen ont monté le réfrigérateur solaire sans l'achever. Cette machine est représentée sur la figure (3.1).



Fig.3.1. Le réfrigérateur à adsorption réalisé par Nesba et Hassen [6].

3.2.1. Composants de la machine frigorifique solaire à adsorption

Le réfrigérateur solaire à étudier comporte trois éléments principaux, se sont le capteur plan, le condenseur et l'évaporateur.

3.2.1.1. Capteur-adsorbeur

Le capteur-adsorbeur est l'élément essentiel de la machine, contenant l'adsorbant qui est le charbon actif, en contact direct avec le rayonnement solaire, avec pour effet la désorption de l'adsorbat (donc il joue le rôle d'un compresseur dans un système de compression conventionnel).

3.2.1.2. Condenseur

Le condenseur est un échangeur thermique qui sert à condenser les vapeurs d'adsorbat désorbées dans le capteur.

3.2.1.3. Evaporateur

Un autre échangeur thermique contenant dans l'enceinte frigorigère (chambre froide), cet élément est la partie utile du réfrigérateur, et comprenant l'adsorbat sous forme liquide ou solide.

3.2.1.4. Eléments auxiliaires

Notre machine nécessite trois vannes d'isolement entre capteur-condenseur, condenseur-évaporateur et évaporateur-capteur.

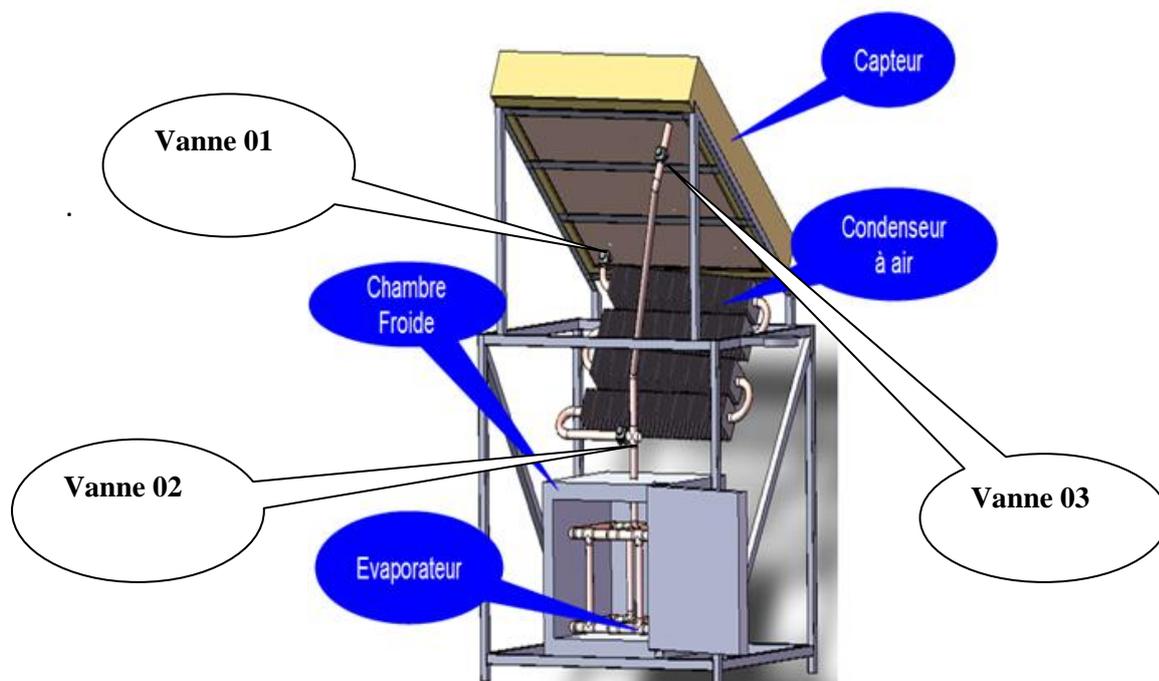


Fig. 3.2. Schéma descriptif d'un réfrigérateur solaire par adsorption [6].

3.3. Fonctionnement Du système global

Le réfrigérateur effectue un cycle de 24 heures. Des interventions manuelles quotidiennes sont nécessaires le matin et le soir pour mettre (ou enlever) l'isolation arrière du capteur et pour fermer (ou ouvrir) la vanne entre le capteur et le condenseur ou la vanne entre le capteur et l'évaporateur [12].

3.3.1. Le jour

Début de journée: A 8h30, on ferme la vanne capteur – évaporateur (2). Les autres vannes (1) et (3) étant fermées isole la face arrière du capteur. Le rayonnement solaire chauffe le capteur en faisant augmenter progressivement sa température ce qui entraîne une élévation de la pression de vapeur du réfrigérant dans le capteur (Fig. 3.3).

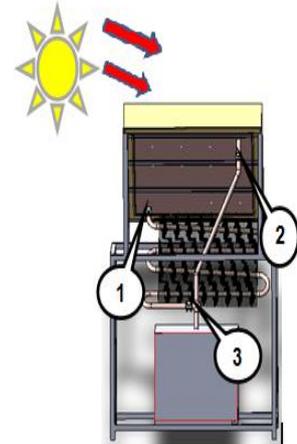


Fig. 3.3. Intervention au début de journée [6].

Milieu de matinée: Lorsque la pression dans le capteur atteint la valeur de la pression de vapeur saturante du méthanol correspondant à la température du condenseur on ouvre la vanne (1). La désorption commence et les vapeurs de méthanol vont se condenser dans le condenseur (Fig. 3.4).

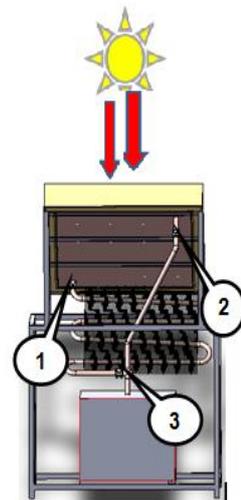


Fig.3.4. Intervention au milieu de matinée [6].

L'énergie solaire reçue par le capteur sert à augmenter sa température et à la désorption du réfrigérant contenu dans le charbon actif [12].

Fin d'après-midi : Lorsque l'énergie solaire commence à diminuer, on ferme la vanne (1) et on enlève l'isolation arrière du capteur (Fig. 3.5). La température du capteur décroît entraînant une baisse de pression dans le capteur. A 18h on ouvre la vanne (3) pour permettre au méthanol, sous forme liquide, de passer dans l'évaporateur. Cette vanne est fermée ensuite pour isoler l'évaporateur du condenseur et on ouvre la vanne (2).

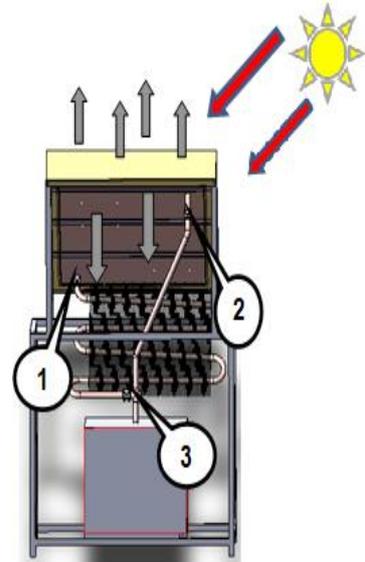


Fig. 3.5. Intervention à la fin d'après-midi [6].

3.3.2. Nuit

Le capteur se refroidit (sa pression diminue) par convection naturelle avec l'air ambiant (Fig. 3.6). Plus la température ambiante est faible, plus le refroidissement est meilleur. La vitesse du vent favorise aussi le refroidissement du capteur.

Le charbon actif en se refroidissant adsorbe le réfrigérant qui s'évapore en produisant du froid dans l'évaporateur ce qui refroidit la chambre froide [12].

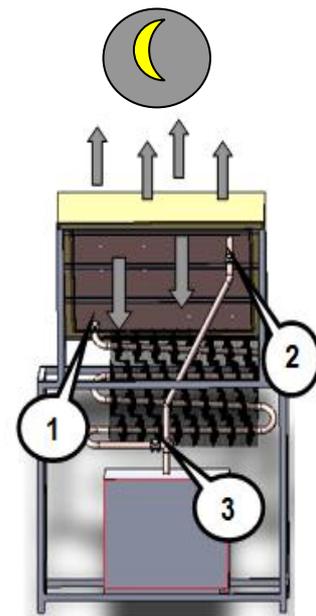


Fig. 3.6. Etat de l'installation la nuit [6].

3.4. Modélisation dynamique du procédé

Une modélisation a été développée pour simuler le fonctionnement dynamique du système. Il convient en effet de prendre en compte, lors de l'étude du procédé, le comportement dynamique du réacteur, les masses thermiques du système et l'évolution des conditions climatiques (température de l'air extérieur, etc...).

Les objectifs du développement de cette modélisation sont donc :

1. prévoir le comportement du procédé de production de froid en fonction de données climatiques réelles,
2. prévoir les performances du système.

2.4.1. Description générale de la modélisation

Le modèle développé est un modèle dit "global". Il prend en compte l'interaction de l'ensemble des éléments composant de l'installation et permet de mettre en évidence les couplages existants entre ces derniers. Le modèle développé repose sur l'hypothèse que chaque élément est caractérisé par des grandeurs supposées uniformes. Dans notre cas, ces grandeurs seront la température.

Ce modèle ne présente pas d'étude locale du comportement du réacteur, ces modélisations ayant fait l'objet d'autres travaux au laboratoire IMP (Institute de science et de Génie des Matériaux procédés) du CNRS. Ainsi, dans notre modèle global, les limitations au sein du matériau réactif ont été supposées uniquement d'ordre thermique.

Le modèle a été développé en langage MATLAB selon une méthode explicite. Il comporte plusieurs sous-programmes chargés des différentes fonctions (lecture des données, initialisation des variables, calculs...). La description de la structure de ce programme est donnée en suivante.

Les données utilisées par le programme sont :

D'une part les caractéristiques des différentes parties du système (masses, surfaces, caractéristiques thermiques..), qui sont considérées constantes au cours du temps est donnée dans (annexe2) .

Et d'autre part les données météorologiques (puissance solaire reçue, température extérieure et vitesse du vent) sont considérées par rapport au temps pour le site choisi.

Le procédé a été schématisé et décrit par la figure 3.7 :

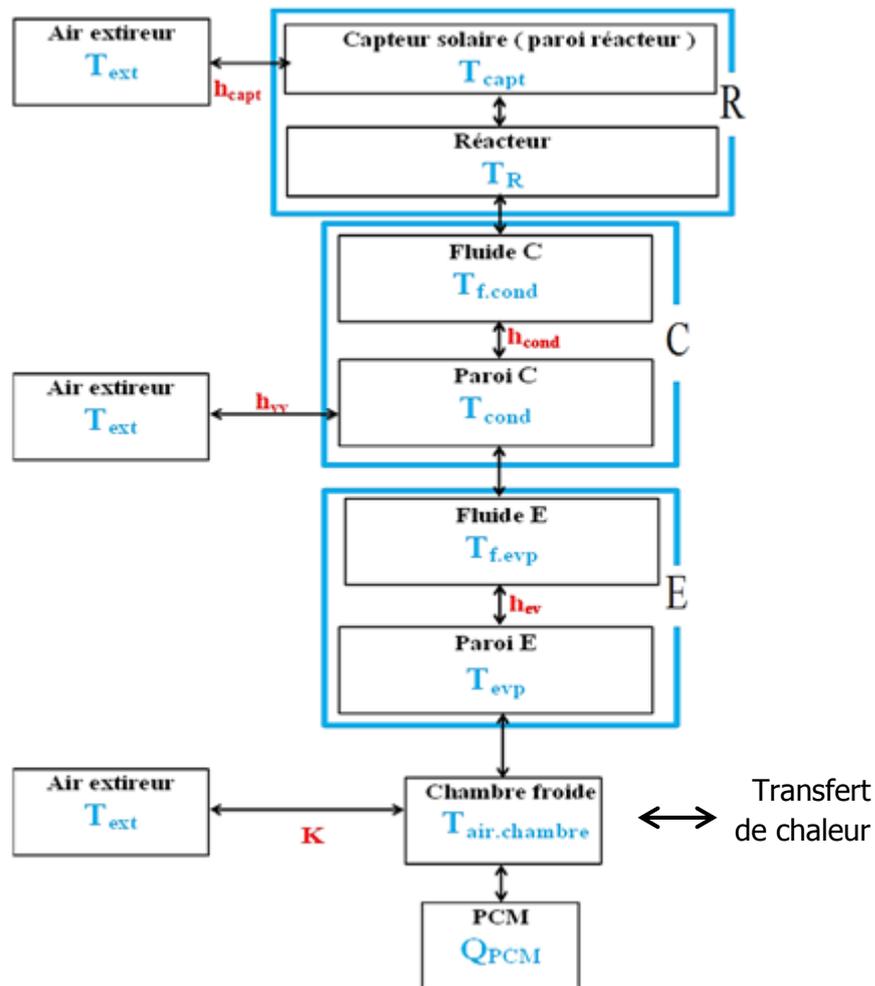


Fig. 3.7. Décomposition du système pour la modélisation.

2.4.2. Hypothèses

On suppose un système fonctionnant en mode fermé, dans lequel les liaisons réacteur-évaporateur ou réacteur-condenseur et donc les changements déphasé de fonctionnement sont déterminés par une commande extérieure (vanne).

Les températures extérieures de jour et de nuit utilisées sont les températures moyennes correspondantes du mois considéré (jour type), de même que l'ensoleillement moyen au cours de la journée. Le rendement moyen du capteur solaire a été fixé à 60%.

Les coefficients de convection naturelle entre les condenseurs et l'air extérieur de même qu'entre l'évaporateur et l'air à l'intérieur de la chambre froide ont été considérés comme constants à $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

2.4.3. Bilans thermiques

Un bilan dynamique a été effectué sur chacune des parties du système. Le système modélisé présenté dans la suite tient compte des évolutions de température et des interactions complexes entre les différentes parties du système :

2.4.3.1. Parois de réacteur et capteur solaire

Le bilan thermique sur les parois de réacteur soumis au rayonnement solaire est le suivant (Fig. 3.8) :

$$(m \cdot Cp)_{\text{capt}} \frac{dT_{\text{capt}}}{dt} = \eta_{\text{capt}} \cdot I \cdot S_{\text{capt}} + \alpha \cdot h_{\text{capt}} \cdot S_{\text{capt}} (T_{\text{ext}} - T_{\text{capt}}) + h_{\text{sw}} \cdot S_{\text{capt,int}} \cdot (T_{\text{R}} - T_{\text{capt}})$$

3.1

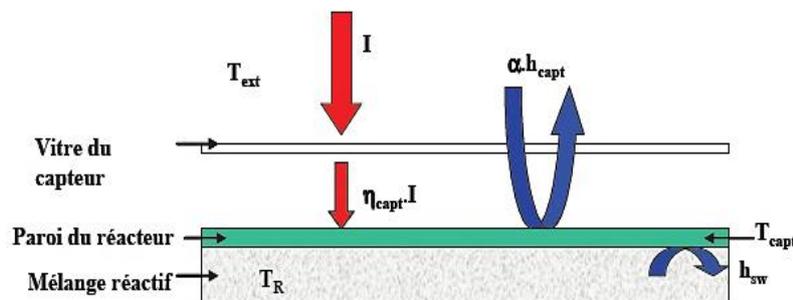


Fig. 3.8. Bilan thermique sur les parois des réacteurs.

Le terme $\eta_{\text{capt}} \cdot I \cdot S_{\text{capt}}$ représente l'énergie nette reçue à la surface du capteur S_{capt} exposée au rayonnement solaire I . Ce terme prend en compte le rendement du capteur η_{capt} calculé linéairement à chaque pas de temps en fonction de la puissance d'ensoleillement et de l'écart de température entre le capteur et l'air extérieur. Cette relation, approximation linéaire du rendement réel des capteurs, est de la forme [3]:

$$\eta_{capt} = \Psi - \Theta \frac{T_{capt} - T_{ext}}{I} \quad 3.2$$

Ou :

- Ψ le rendement optique du capteur, est le produit du coefficient de transmission solaire de la vitre par le coefficient d'absorption solaire de la surface métallique absorbante,
- Θ est le coefficient de perte thermique globale du capteur en faces avant, arrière et latérale ne prenant pas en compte l'effet du vent.

La valeur de ces coefficients a été estimée grâce aux valeurs de rendement pour des capteurs solaires commerciaux présentées par des études paramétrique a été menées portant sur les valeurs de rendement , et en particulier sur les constructeurs en France application, nous avons considéré $\Psi = 0.75$ et $\Theta = 0.043 \text{ W (m}^2 \cdot \text{K)}$.

Le terme $\alpha \cdot h_{capt} \cdot S_{capt} \cdot (T_{ext} - T_{capt})$ représente les échanges convectifs du capteur avec l'air extérieur. Il permet de compenser les pertes négligées par l'approximation linéaire du rendement des capteurs solaires. Le coefficient h_{capt} est calculé à chaque pas de temps en fonction des conditions de température et de vitesse du vent, à partir des corrélations proposées par [15].

Le coefficient α prend en compte les différences du jour et de la nuit : il est fixé à 0.1 le jour et 10 la nuit.

Le dernier terme $h_{SW} \cdot S_{capt-int} \cdot (T_R - T_{capt})$ représente le transfert thermique entre la paroi du capteur et le mélange réactif (charbon Actif-méthanol). Des études du laboratoire PROMES (PROcédés, Matériaux et Energie solaire) du CNRS (upr 8521) [3], ont montré qu'une valeur réaliste du coefficient h_{SW} entre la paroi de réacteur et le mélange réactif était de l'ordre de $400 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$.

Compensation dans la première équation nous obtenons :

$$(m \cdot Cp)_{capt} \frac{dT_{capt}}{dt} = I \cdot \Psi \cdot \theta \cdot (T_{capt} - T_{ext}) + \alpha \cdot h_{capt} \cdot S_{capt} \cdot (T_{ext} - T_{capt}) + h_{SW} \cdot S_{capt-int} \cdot (T_R - T_{capt}) \quad 3.3$$

2.4.3.2. Mélanges réactifs

Le bilan thermique sur le mélange réactif du système est le suivant (Fig. 3.9)

$$(m \cdot Cp)_R \cdot \frac{dT_R}{dt} = h_{SW} \cdot S_{capt-int} \cdot (T_{capt} - T_R) + Ub \cdot (T_{ext} - T_R) \quad 3.4$$



Fig. 3.9. Bilan thermique sur le mélange réactif du système.

La chaleur massique C_p du mélange réactif est variable en fonction de température. Elle est calculée à chaque pas de temps selon l'expression modèle de Xuan et Roetzel (2000) ; il est montré dans l'annexe (1) : [16]

- La masse de mélange réactif est calculée :

$$m_R = m_g + m_s$$

m_R : masse de (mélange réactif) .

m_g : masse de gaz (méthanol) .

m_s : masse de solide (charbon Actif) .

- la chaleur spécifique de mélange réactive calculée selon la relation suivante :

$$C_{pR} = \frac{C_v \cdot \rho_s \cdot C_{pS} + (1 - C_v) \rho_g \cdot C_{pg}}{\rho_R}$$

c_v : fraction volumique dans le mélange réactif est calculée :

$$c_v = \frac{V_s}{V_R}$$

V_s : volume de solide (charbon Actif) .

V_R : volume totale de mélange réactif .

C_{pR} : chaleur spécifique de mélange réactif .

ρ_g : masse volumique de gaz (méthanol) calculé selon la relation suivante :

$$\rho_g = 917.35 + 4.1898 \times 10^3 T - 1.4679 \times 10^{-3} T^2$$

Cp_s : chaleur spécifique de solide (charbon –actif) .

ρ_s : masse volumique de solide (charbon-actif) .

ρ_R : masse volumique de mélange réactif. Calculé selon la relation suivante :

$$\rho_R = c_v \rho_s + (1 - c_v) \rho_g$$

Le terme U_b des pertes globales à l'arrière du capteur est calculé à partir la relation suivante :

$$Ub = \frac{e_1}{\lambda_{cu}} + \frac{e_2}{\lambda_{poly}} + \frac{e_3}{\lambda_{bois}}$$

e_1 : épaisseur de plaque arrière de capteur solaire .

λ_{cu} : conductivité thermique de cuivre .

e_2 : épaisseur de polystyrène .

λ_{poly} : conductivité thermique de polystyrène .

e_3 : épaisseur de bois .

λ_{bois} : conductivité thermique de bois .

2.4.3.3. Condenseur:

Le bilan thermique sur le condenseur du système est le suivant (Fig. 3.10) :

$$(m \cdot Cp)_{cond} \cdot \frac{dT_{cond}}{dt} = h_{cond} \cdot S_{cond-int} \cdot (T_{f-cond} - T_{cond}) + h_{vv} \cdot S_{cond-ext} \cdot (T_{ext} - T_{cond}) \quad 3.5$$

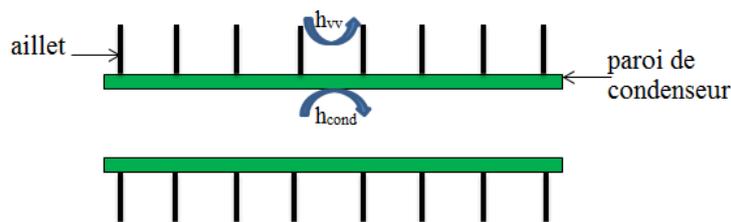


Fig. 3.10. Bilan thermique sur le condenseur du système.

Le terme $h_{cond} \cdot S_{cond-int} \cdot (T_{f-cond} - T_{cond})$ représente le transfert thermique entre la paroi de condenseur et le fluide méthanol. h_{cond} est calculé à chaque pas de temps par corrélation classiques dans (annexe 3).

Le deuxième terme $h_{Vv} \cdot S_{cond-ext} \cdot (T_{ext} - T_{cond})$ représente le transfert thermique entre la paroi de condenseur et l'air extérieur. h_{Vv} est calculé par corrélation empirique qui dépende à la vitesse de vent.

$$h_{Vv} = 5.67 + (3.86 \cdot Vv)$$

Vv : vitesse de vent.

2.4.3.4. Fluide dans le condenseur :

Le bilan thermique sur le fluide dans le condenseur du système est le suivant (Fig. 3.11):

$$(m \cdot Cp)_{f(méthanol)} \cdot \frac{dT_{f-cond}}{dt} = S_{cond-int} \cdot h_{cond} (T_{cond} - T_{f-cond}) \tag{3.6}$$

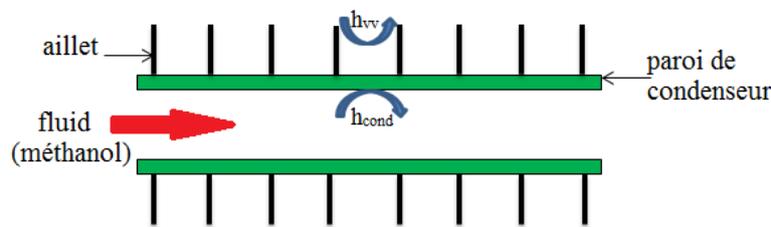


Fig. 3.11. Bilan thermique sur le fluide dans le condenseur.

2.4.3.5. Evaporateur

Le bilan sur la paroi de l'évaporateur s'exprime comme suit (Fig. 3.12) :

$$(m \cdot Cp)_{evap} \frac{dT_{evap}}{dt} = h_{evap} \cdot S_{evap-ext} \cdot (T_{chambre} - T_{evap}) + h_{ev} \cdot S_{evap-int} (T_{f-evap} - T_{evap}) \tag{3.7}$$

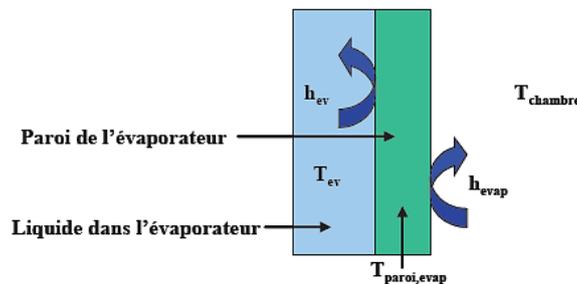


Fig. 3.12. Bilan thermique sur la paroi de l'évaporateur.

Le terme $h_{evap} \cdot S_{evap-ext} \cdot (T_{chamb} - T_{evap})$ représente les échanges convectifs de la paroi de l'évaporateur avec l'air à l'intérieur de la chambre froide. Le coefficient h_{evap} est calculé à chaque pas de temps par des corrélations classiques .

Le second terme $h_{ev} \cdot S_{evap-int} (T_{f-évap} - T_{evap})$ représente le transfert thermique entre la paroi de l'évaporateur et le méthanol dans celui-ci. Le coefficient h_{ev} a été supposé constant, avec une valeur de $1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [15].

2.4.3.6. Fluide dans l'évaporateur :

Le bilan thermique sur le fluide dans l'évaporateur du système est le suivant

$$(m \cdot Cp)_{f(\text{méthanol})} \cdot \frac{dT_{f-évap}}{dt} = S_{evap-int} \cdot h_{evap} (T_{evap} - T_{f-évap}) \quad 3.8$$

Le terme $S_{evap-int} \cdot h_{ev} (T_{evap} - T_{f-évap})$ représente le transfert thermique entre le méthanol et la paroi de l'évaporateur.

2.4.3.7. Chambre froide :

Au sein de la chambre froide, seule une faible convection naturelle est établie, entraînant des inhomogénéités dans les températures des différents points de la chambre. Cependant, dans ce modèle global, l'air de la chambre froide a été considéré comme un nœud et est donc caractérisé par une température uniforme.

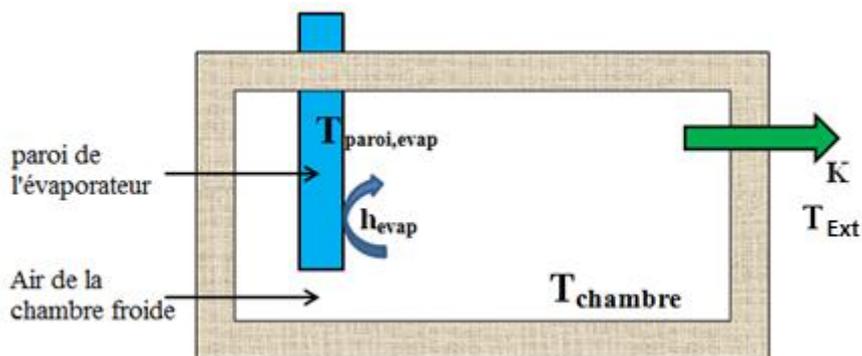


Fig. 3.13. Bilan thermique sur l'air de la chambre froide.

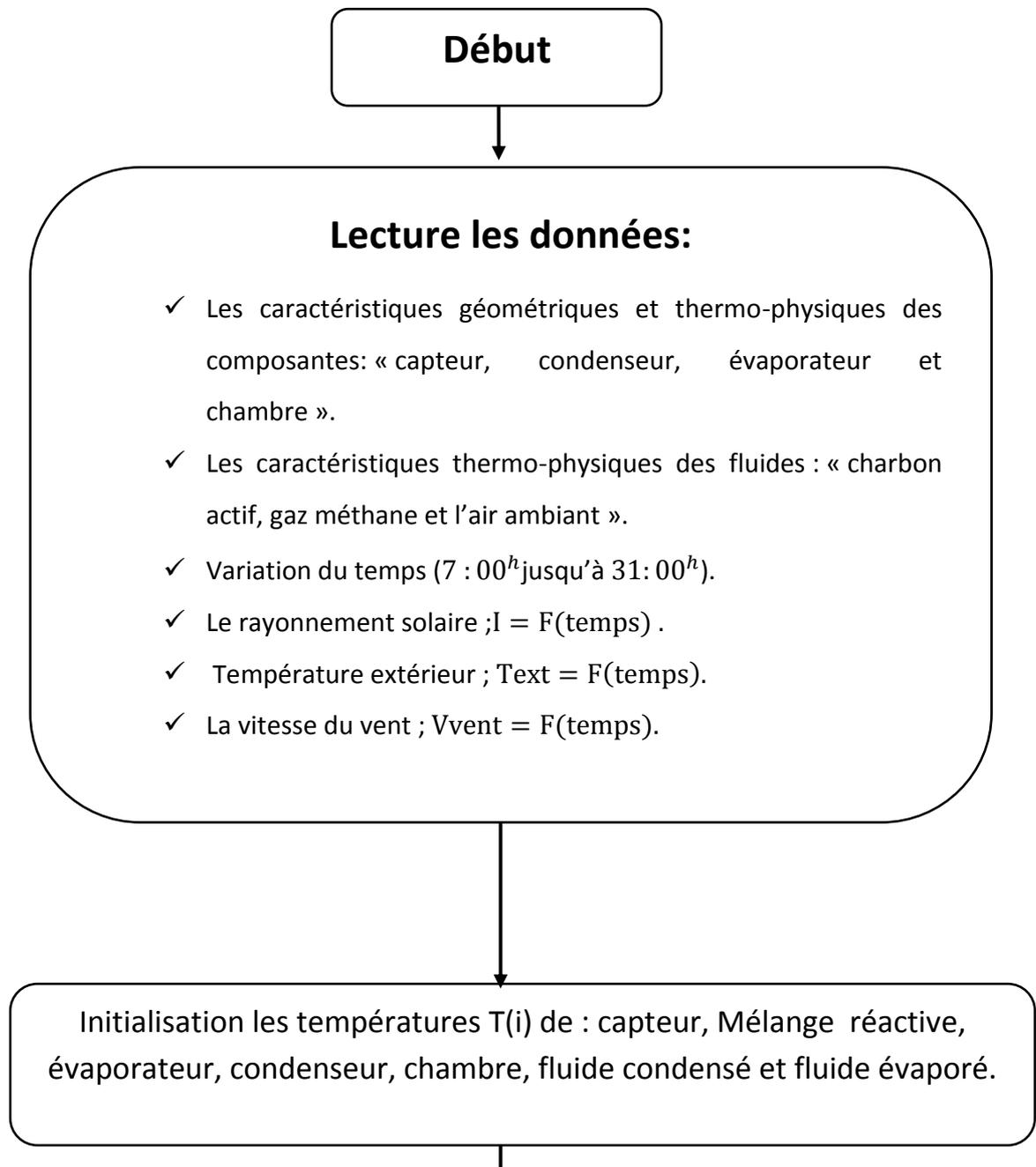
La détermination de la température de l'air de la chambre s'effectue par le bilan suivant (Fig. 3.13) :

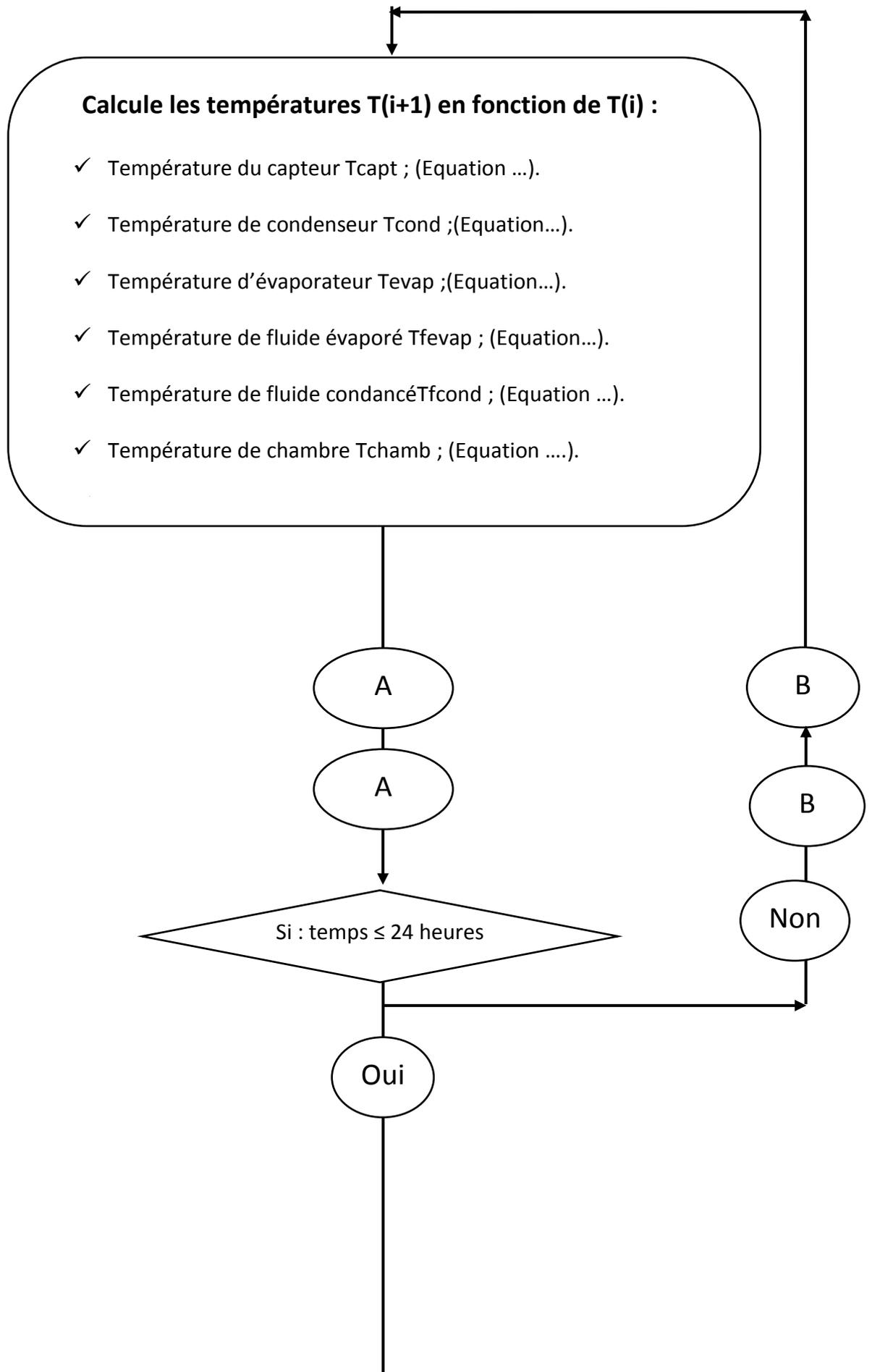
$$\begin{aligned} & (V_{\text{air}}P_{\text{air}} \cdot CP_{\text{air}} + V_{\text{glace}}P_{\text{glace}} \cdot CP_{\text{glace}}) \cdot \frac{dT_{\text{chambre}}}{dt} \\ & = K \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{chambre}}) + h_{\text{evap}} \cdot S_{\text{evap,ext}} \cdot (T_{\text{paroi,evap}} - T_{\text{chambre}}) + \Delta Q_{PCM} \end{aligned} \quad 3.9$$

La chambre froide utilisée est caractérisée par un coefficient de déperditions thermiques continues K (égal à 0.25 W/K environ d'après les mesures présentées soit une perte d'environ 12 W en continu) avec l'air extérieur.

3.5. Description des étapes de calculs

La figure 3.16 représente l'organigramme de calcul :





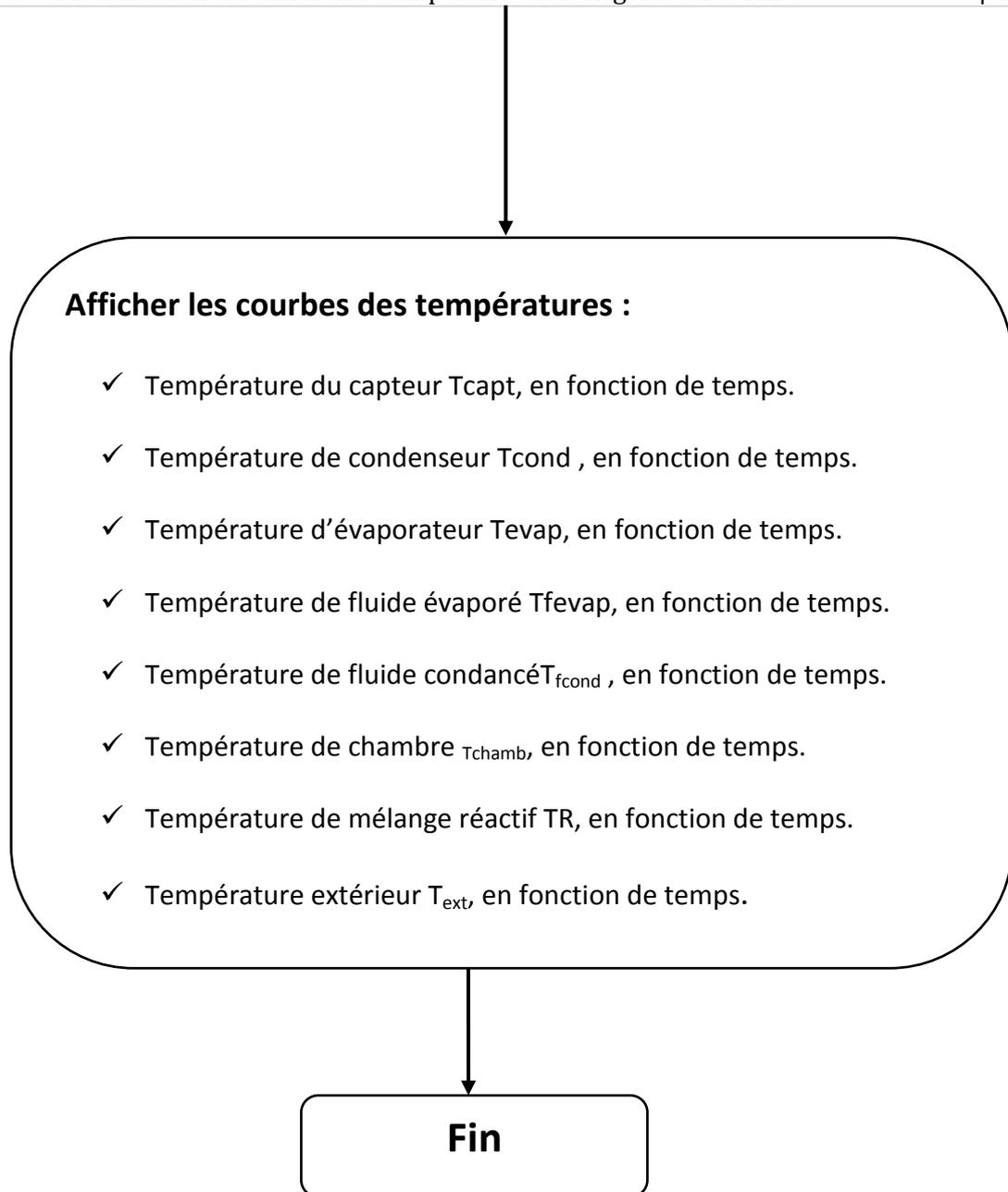


Fig.3.16: L'organigramme de calcul

3.6. Conclusion

A travers la modélisation de la machine frigorifique à adsorption et de ces différents composants et en se basant sur la compréhension du phénomène de sorption, nous avons pu établir un code de calcul en environnement MATLAB. Ce code nous a permis de simuler le comportement de la machine et de ces différents composants.

CHAPITRE 4

Résultats et discussions

Chapitre 4 –Résultats et discussions

4.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation des différents composants de notre réfrigérateur solaire. Nous allons établir un code de calcul qui nous permet de simuler le fonctionnement de l'installation dans les conditions réelles d'un jour type. Il nous permet de déterminer les températures des différents composants de l'installation.

Pour montrer notre contribution, nous avons choisi de présenter d'abord une illustration de la partie expérimentale réalisée par Nesba et Hassan (2011) de l'installation sujet et qui n'a pas été achevée à cause du manque de quelque produit.

4.2. Description de L'installation

4.2.1. Construction de prototype

Les travaux dans la réalisation du prototype du réfrigérateur solaire étudié ont commencé avec Nesba et Hassan (2011). Ce prototype n'a pas pu être achevé à cause des problèmes d'acquisition de matériels, outillages et produits spéciaux été construit. La mise en œuvre pratique a pour but d'analyser le fonctionnement réel de ce type de procédé, et de démontrer la faisabilité d'une production de froid à des températures de l'ordre de -11°C à partir de chaleur basse température dans la région de Biskra. Elle a également pour but de valider les hypothèses formulées lors du développement du modèle dynamique et d'apporter les améliorations nécessaires à la précision des simulations.

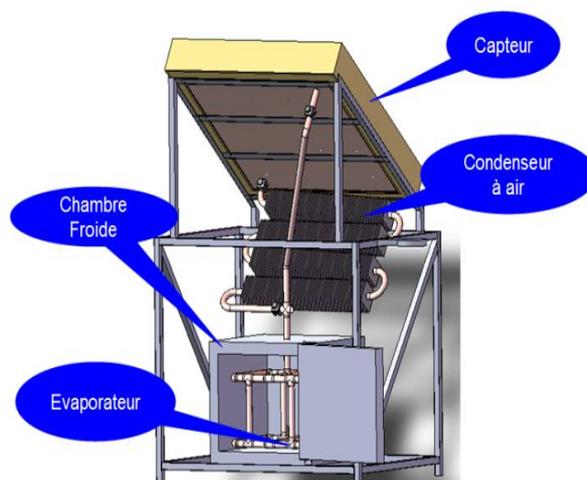


Fig. 4.1. Schéma descriptif d'un réfrigérateur solaire par adsorption [6].

4.2.2. Différents composants du réfrigérateur solaire

4.2.2.1. Capteur solaire

Il existe plusieurs études concernant les formes des capteurs, [12] a choisi et utilisé la forme cubique ou parallélépipédique, dont ses caractéristiques sont comme suit:

Le capteur plan, fabriqué à partir de plaques en cuivre d'épaisseur de 1,2 mm, est un parallélépipède de côté de 85 cm (Fig. 4.2.).

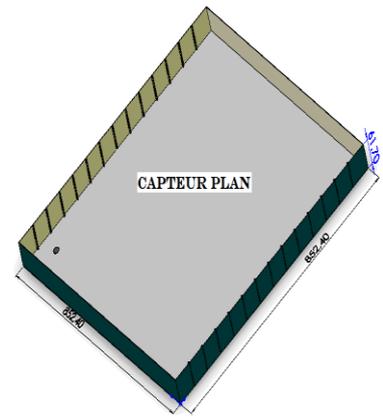


Fig. 4.2. Schéma descriptif du capteur plan 85cmx85cm [6].

L'épaisseur du capteur est constituée :

D'un espace vide de 1 cm, aménagé entre le lit de charbon actif et la plaque arrière du capteur à l'aide d'une grille en inox (Fig. 4.3). Cet espace permet une bonne répartition de la vapeur de méthanol, pour qu'elle puisse transiter vers le condenseur sans résistance.

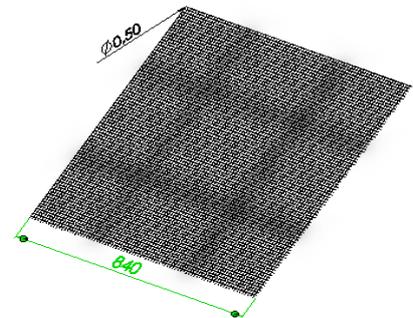


Fig. 4.3. Schéma de grille en inox 85cmx85cm [6].

Pour la tenue mécanique de la grille, 24 entretoises en cuivre sont placées sur la plaque arrière du capteur. Elles sont conçues de telle façon à laisser transiter librement le gaz (Fig. 4.4).

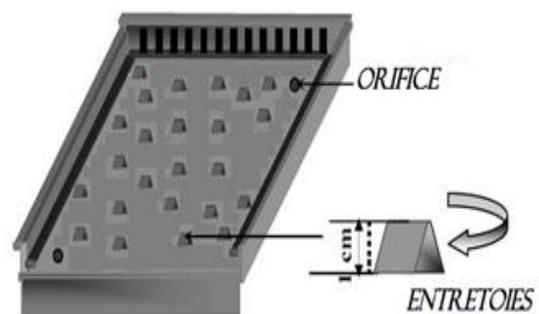


Fig. 4.4. Schéma descriptif du capteur plan avec les entretoises

D'un espace de 5 cm rempli de 14,5 kg de charbon actif AC35, sous forme de grain cylindrique. 13 ailettes en cuivre assurent le transfert de chaleur entre la face avant et l'intérieur du capteur (Fig.4.5 et 4.6).

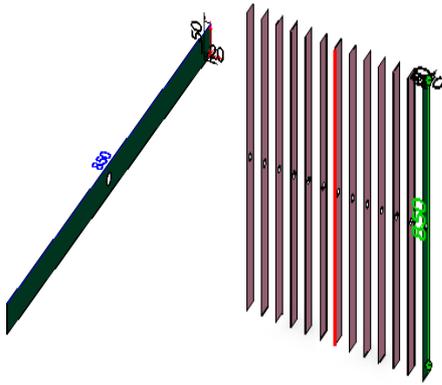


Fig. 4.5. Schéma d'ailettes de cuivre 85cmx5cm [6].

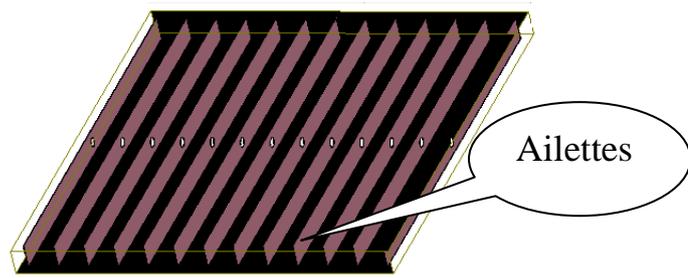


Fig. 4.6. Schéma descriptif du capteur plan 85cmx85cm [6].

Pour une bonne absorption du rayonnement solaire par le capteur il est bien de traiter la face avant de ce dernier par une peinture noire (Fig. 4.7).

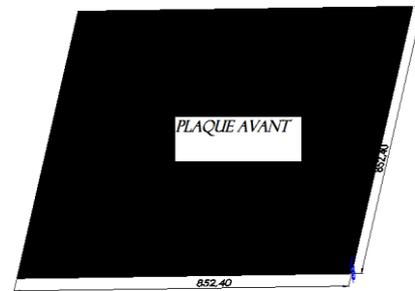


Fig. 4.7. Plaque Schéma de plaque avant de capteur 85cm x85cm[6].

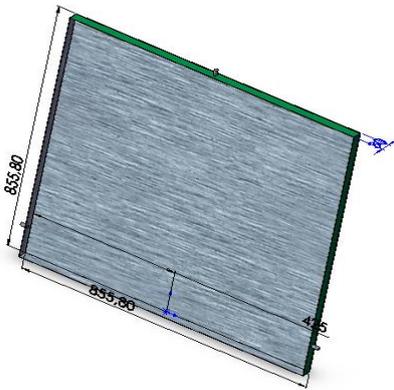


Fig. 4.8. Schéma de volet d'isolant [6].

L'isolation de la plaque arrière doit être conçue de façon à être enlevée le soir lors du refroidissement du capteur (Fig. 4.8).

4.2.2.2. Condenseur à air

Le condenseur montré dans la figure 4.9 est constitué de 4 tubes en cuivre de longueur 5,2 m, d'épaisseur de 1mm et de diamètre intérieur 26 mm. Il contient 380 ailettes espacées de 10 mm. Chaque ailette en cuivre a une forme carrée de 100 mm de côté et d'épaisseur 0,5 mm. La surface d'échange du condenseur est de 7,5 m². Son volume est égal à 2,8 L.

Le condenseur est positionné dans l'installation frigorifique solaire de manière que le condensat s'écoule, par l'un des orifices, facilement sous l'effet de la gravité, vers l'évaporateur.

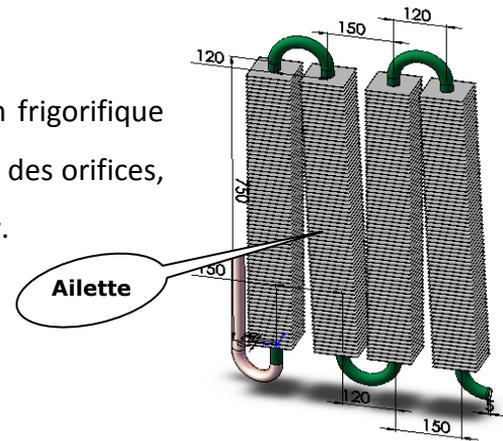


Fig. 4.9. Schéma du condenseur à air [6].

4.2.2.3. Evaporateur et chambre froide

L'évaporateur (Fig. 4.10) est constitué de tubes en cuivre d'épaisseur 1mm et de diamètre intérieur 38 mm permettant d'avoir une surface d'échange de 0,61 m². Dans le dimensionnement de l'évaporateur il faut tenir compte la quantité de méthanol cyclée, la surface d'échange avec l'air ambiant et la chambre froide et de l'espace vide qui devrait être laissé à l'intérieur de l'évaporateur pour faciliter l'évaporation et la circulation de la vapeur du méthanol. La quantité de méthanol introduite initialement dans l'évaporateur est de 3 litres [12].

La chambre froide représentée sur la figure 4.11, a un volume de 113 litres. Elle contient l'évaporateur qui permet son refroidissement pendant la phase de production de froid.

Pour minimiser le transfert de chaleur entre l'ambiance et la chambre froide, cette dernière est isolée avec 10 cm de laine de verre.

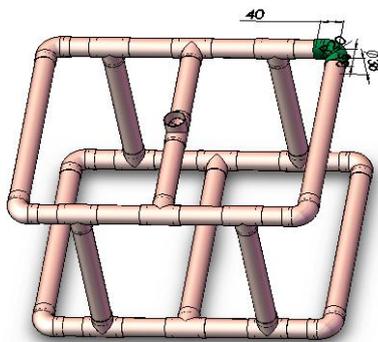


Fig. 4.10. Schéma de l'évaporateur [6].

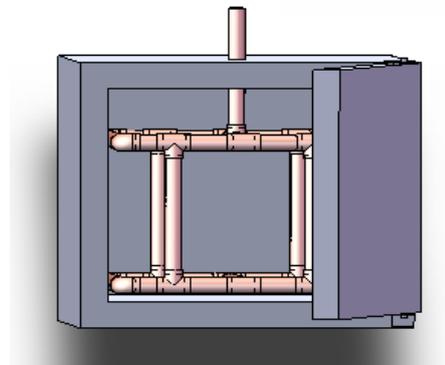


Fig. 4.11. Schéma de la chambre froide [6]

4.3. Eléments auxiliaires et instruments de mesure

4.3.1. Les Vannes

Notre machine nécessite trois vannes d'isolement entre capteur-condenseur, condenseur-évaporateur et évaporateur-capteur (Fig. 4.12).

Par la façon dont elles sont placées dans la machine, elles permettent :

- de mettre en communication le capteur et le condenseur pendant la phase de désorption, le capteur et l'évaporateur pendant la phase d'adsorption, et d'isoler l'évaporateur du condenseur le jour;
- de séparer les éléments et de localiser sélectivement, en cas de besoin, l'emplacement des fuites ;
- de pomper (en cas de nécessité) sélectivement sur les autres composants de la machine.

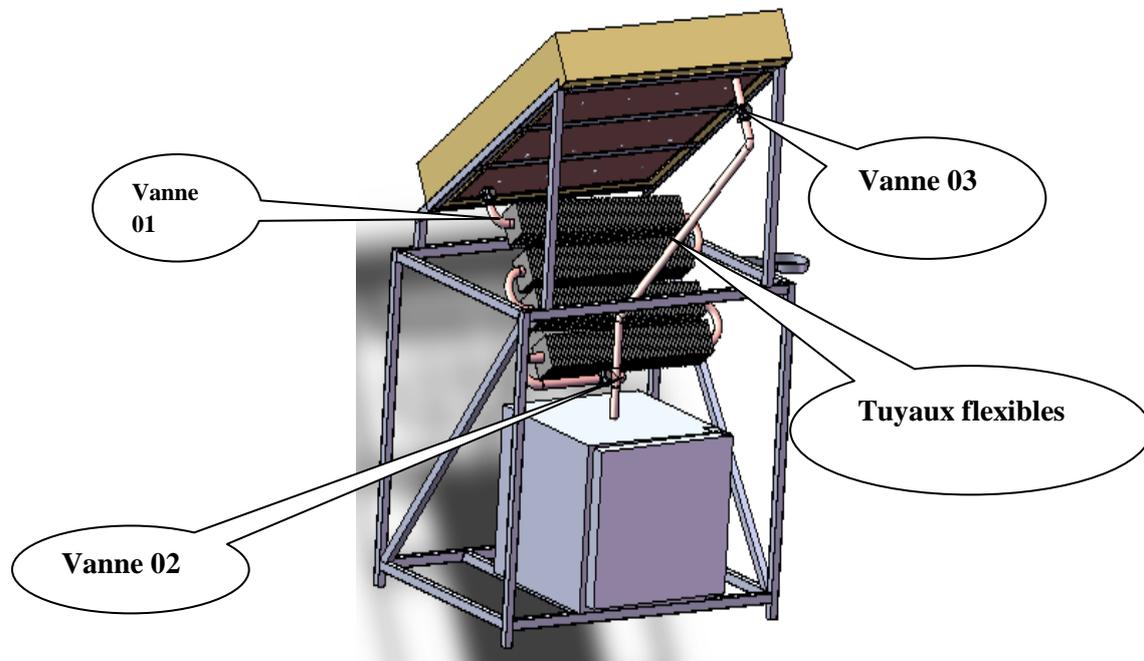


Fig.4.12. Trois vannes d'isolement entre capteur-condenseur, condenseur-évaporateur et Evaporateur-capteur [6].

Nous avons remplacé les vannes manuelles utilisées par des électrovannes (Fig. 4.13) commandées par des thermostats (4.14). Ces électrovannes nous permettent la régulation automatique de la marche de la machine.

Pour la connections des différents éléments du prototype, on peut utiliser des tuyaux flexibles en inox de 25 mm de diamètre. L'utilisation de ces flexibles permet de faciliter le positionnement des différents éléments de la machine (Fig.4.12).

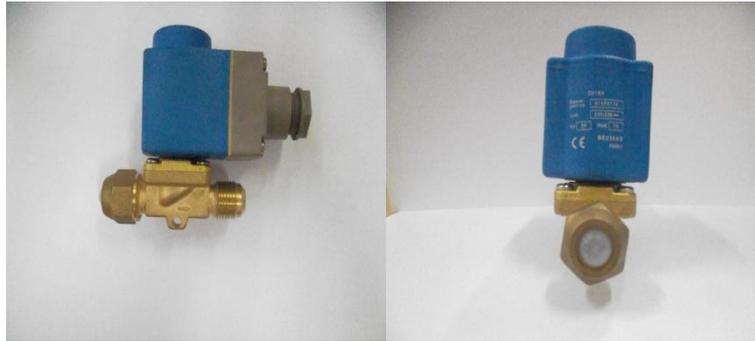


Fig. 4.13. Les électrovannes.



Fig. 4.14. Thermorégulateur avec une sonde du type K.

4.3.2. Instrumentation des mesures

4.3.2.1. Mesure de la température

Des thermocouples pour mesurer la température :

- De la face avant et de la face arrière du capteur,
- De l'entrée et sortie du condenseur,
- De l'intérieur de la chambre froide,
- De l'évaporateur.

Enfin, la température ambiante est mesurée également par un thermocouple suspendu dans l'air à l'ombre.

4.3.2.2. Mesure de la pression

Pour mesurer la pression du système, un instrument compact de vide a été utilisé (Fig. 4.15) .



Fig. 4.15. Baromètre

4.3.2.3. Mesure de l'ensoleillement

L'ensoleillement est mesuré à l'aide d'un pyranomètre. Ce dernier, placé dans le plan du capteur, incliné d'un angle égal à la latitude de Biskra ($34^{\circ},8$) et longitude ($5^{\circ},73$) Et altitude 81 m, permet de mesurer le rayonnement solaire global reçu par ce dernier.

4.4. Etat de réalisation de la machine

4.4.1. Le réacteur solaire

Dans cette partie essentielle de la machine, nous avons réalisé le boîtier en cuivre sans le fermé à cause du manque du charbon actif (Fig. 4.16).

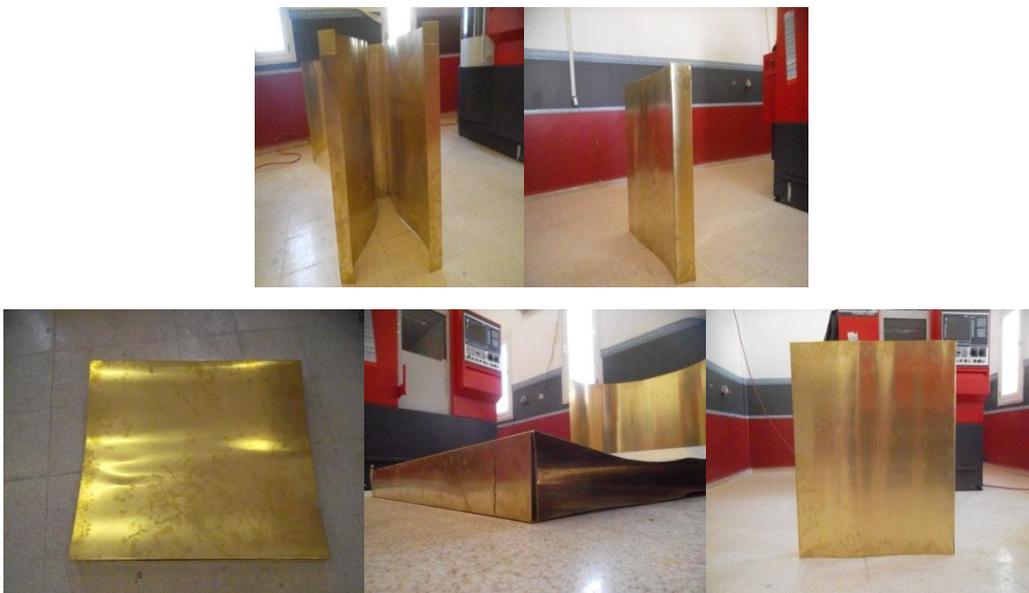


Fig. 4.16. Le boîtier du réacteur solaire.

4.4.2. Le condenseur

Le condenseur conçu par Nesba et Hassan (2011) (Fig. 4.17) a été remplacé par un autre totalement en cuivre (Fig. 4.18) (Les ailettes étaient en acier galvanisé). Les études sur ce condenseur ont démontré que les ailettes doivent être en cuivre (conductivité thermique plus élevée) pour avoir meilleur rendement.



Fig. 4.17. Condenseur de Nesba et Hassan [6].



Fig. 4.18. Condenseur avec ailettes en cuivre.

Pour trouser les ailettes avec précision afin de garder leurs contacts avec le tuyau en cuivre, nous avons réalisé un dispositif spécial (Fig. 4.19).



Fig. 4.19. Dispositif spécial pour trouser les éilettes.

4.4.3. Etat de réalisation de la machine

La figure 4.20

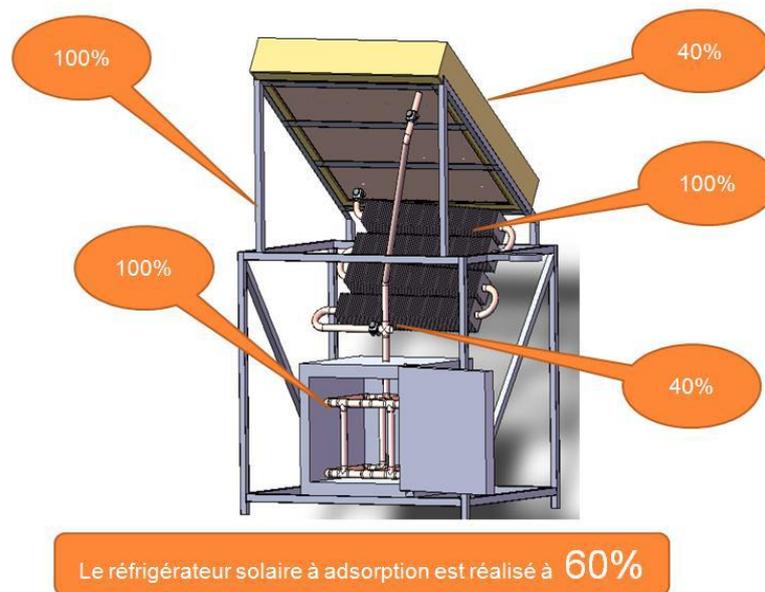


Fig. 4.20. Etat de réalisation de la machine.

4.5. Résultats et discussion

4.5.1. Les données climatiques du jour type

Le rayonnement global reçu sur le capteur et la température extérieure, étant les paramètres les plus influents sur le fonctionnement du système, sont donnés pour la région du sud-est algérien pour la date 04/06/1985. Ces données météorologiques sont relevés à partir de l'Atlas solaire [13]:

- altitude :450 m
- sa situation géographique (32° de latitude nord 4°81' de longitude ouest)
- albédo 0.2

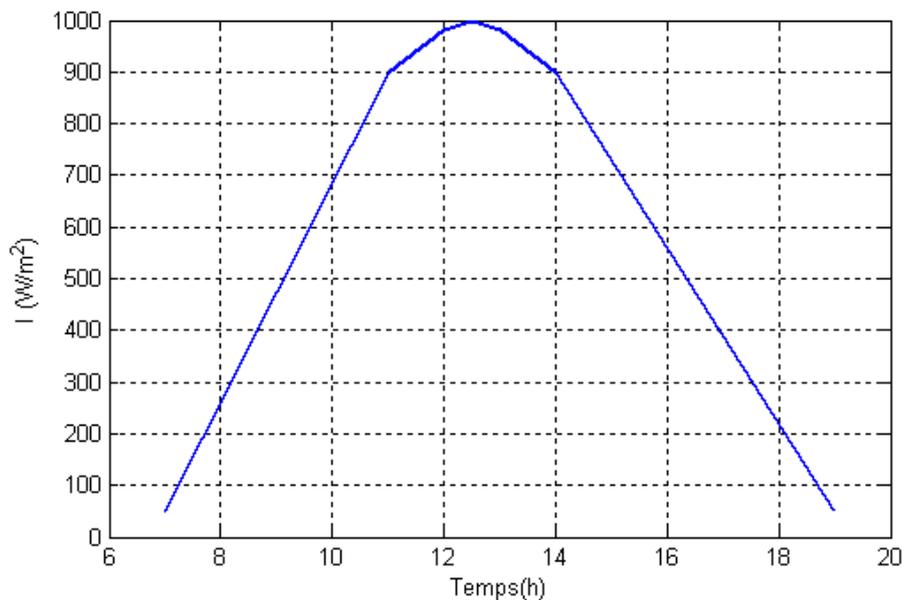


Fig. 4.21. Variation temporelles du rayonnement solaire.

La figure 4.21 illustre l'évolution temporelle du rayonnement solaire global reçue par mètre carré de surface. On peut remarquer que la puissance atteint son maximum entre 12^h00 et 13^h00.

La figure 4.22 montre les données de la température extérieure prélevée d'après Atlas solaire pour 24 heures [14].

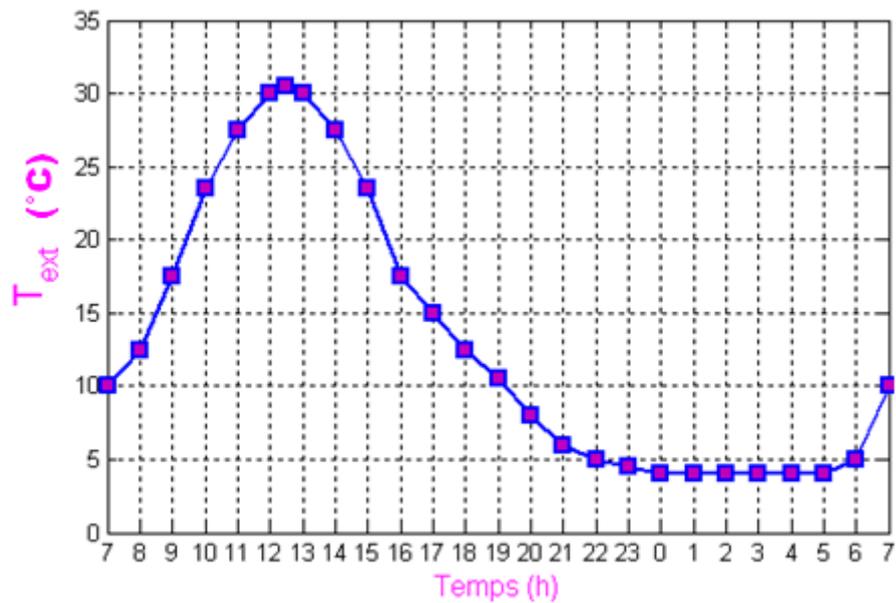


Fig. 4.22. Variation temporelle de la température extérieure.

4.5.2. Température du capteur solaire T_{capt}

La figure 4.23 illustre les résultats théoriques issus du code de calcul pour le jour type choisi. Nous remarquons qu'il commence à progresser de 7h jusqu'à atteindre son maximum entre 12h et 13h puis commence à diminuer et jusqu'à disparition du soleil. Il reste constant durant la nuit.

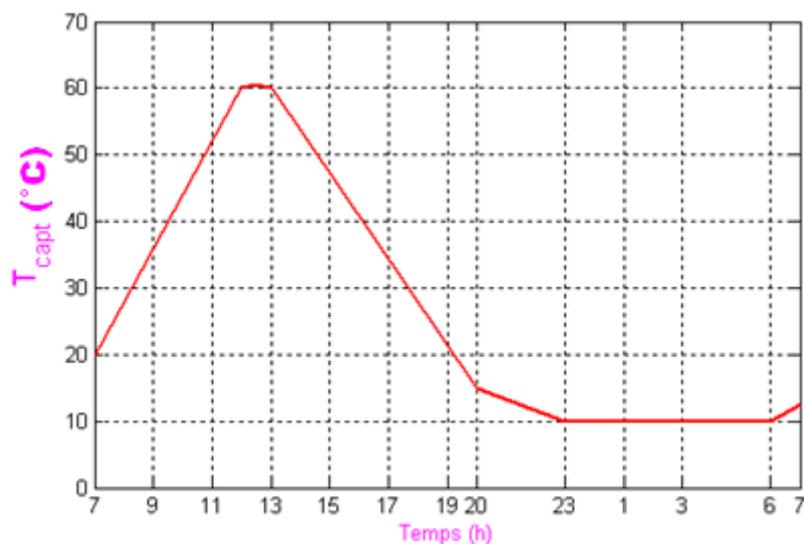


Fig. 4.23. Variation de la température du capteur.

4.5.3. Température du mélange réactive T_R

Nous remarquons dans la figure 4.24 qui représente la variation de la température du mélange réactif le long de la journée.

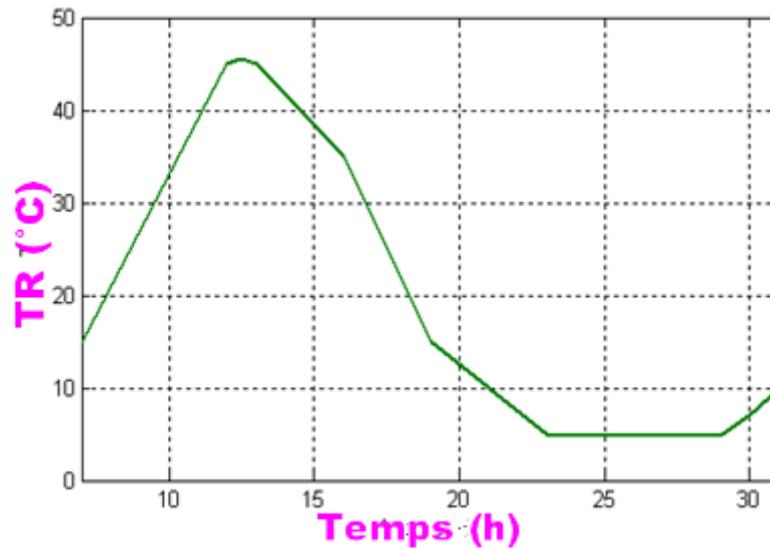


Fig. 4.24. Variation de la température du mélange réactif.

4.5.4. Température du condenseur T_{cond}

La figure 4.25 illustre les résultats théoriques du condenseur le long de la journée type.

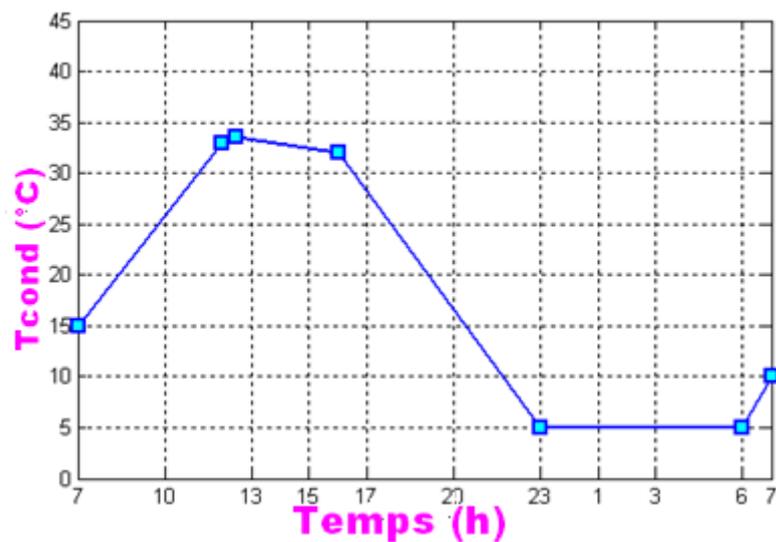


Fig. 4.25. Variation de la température du condenseur.

4.5.5. Température de fluide dans le condenseur T_{fcond}

La figure 4.26 représente les résultats théoriques issus du code de calcul de la température du fluide à l'intérieur du condenseur. Après désorption du méthanol du charbon actif dans le capteur durant le matin à 12h30, on ouvre la vanne de connexion entre le condenseur et le réacteur. Le méthanol s'écoule sous forme de vapeur pour se condenser et devenir liquide après extraction de la chaleur. Il sort complètement au environ de 16h, après ouverture de la vanne de connexion entre le condenseur et l'évaporateur.

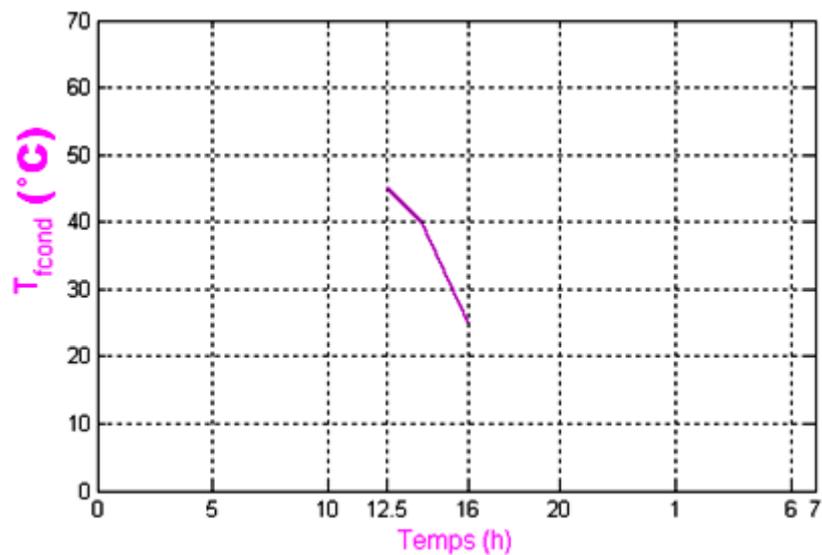


Fig. 4.26. Température de fluide dans le condenseur.

4.5.6. Température de l'évaporateur T_{evap}

La figure 4.27 représente la variation de la température de l'évaporateur à l'intérieur de la chambre froide pour la première fois du fonctionnement de la machine. On remarque de 7h à 16h la température de l'évaporateur augmente puisque il ne contient le méthanol. Puis à l'entrée du méthanol sa température commence à baisser.

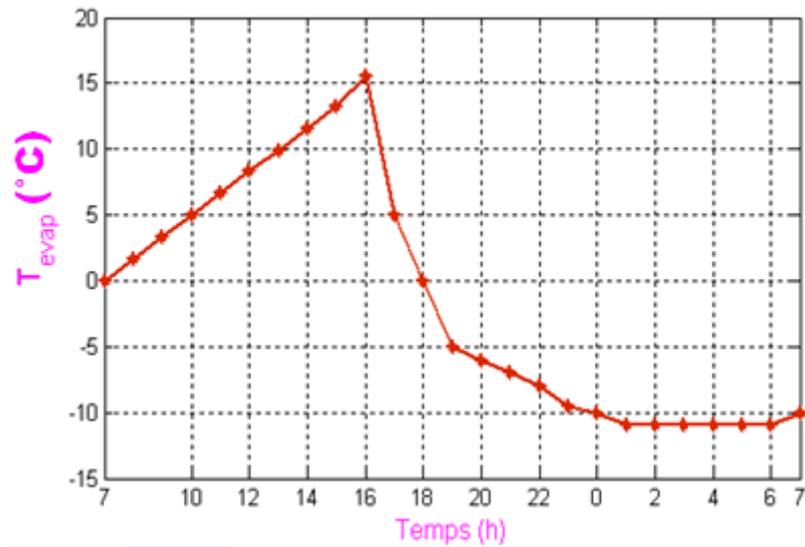


Fig. 4.27. Variation de la température de l'évaporateur.

4.5.7. Température de fluide dans l'évaporateur T_{fevap}

La figure 4.28 représente la variation de la température du méthanol lors de sa présence dans l'évaporateur entre 16 h et 19h.

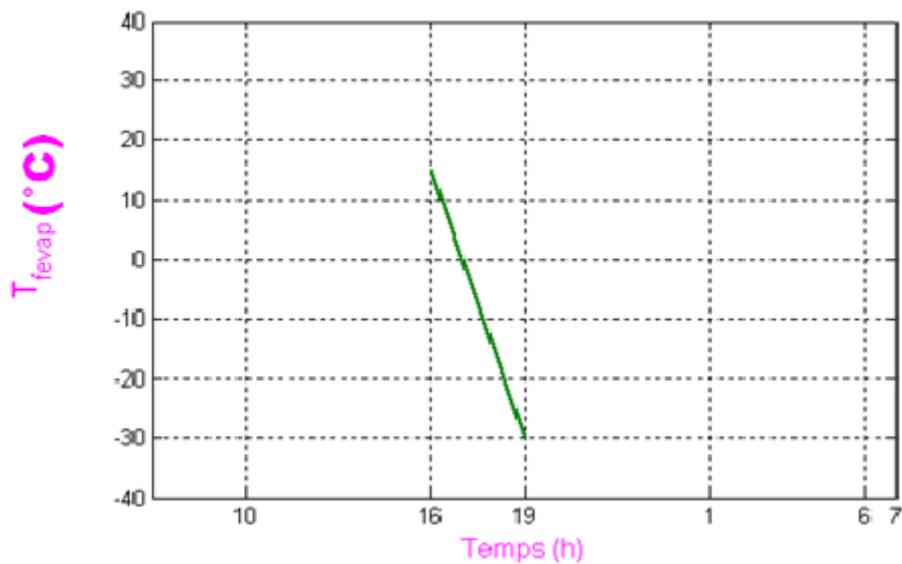


Fig. 4.28. Variation de la température de fluide dans l'évaporateur T_{fevap} .

4.5.8. Température de la chambre froide T_{chamb}

La figure 4.29 représente la variation de la température de la chambre froide durant un cycle de travail de la machine frigorifique équivalent à une journée.

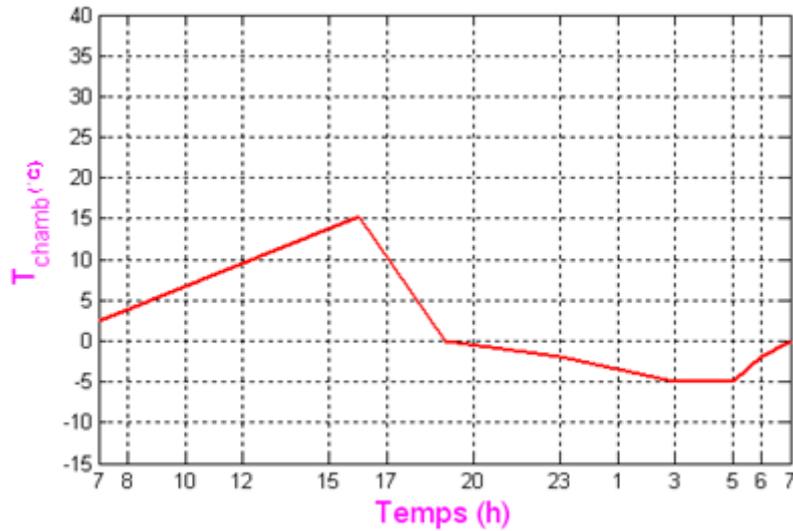
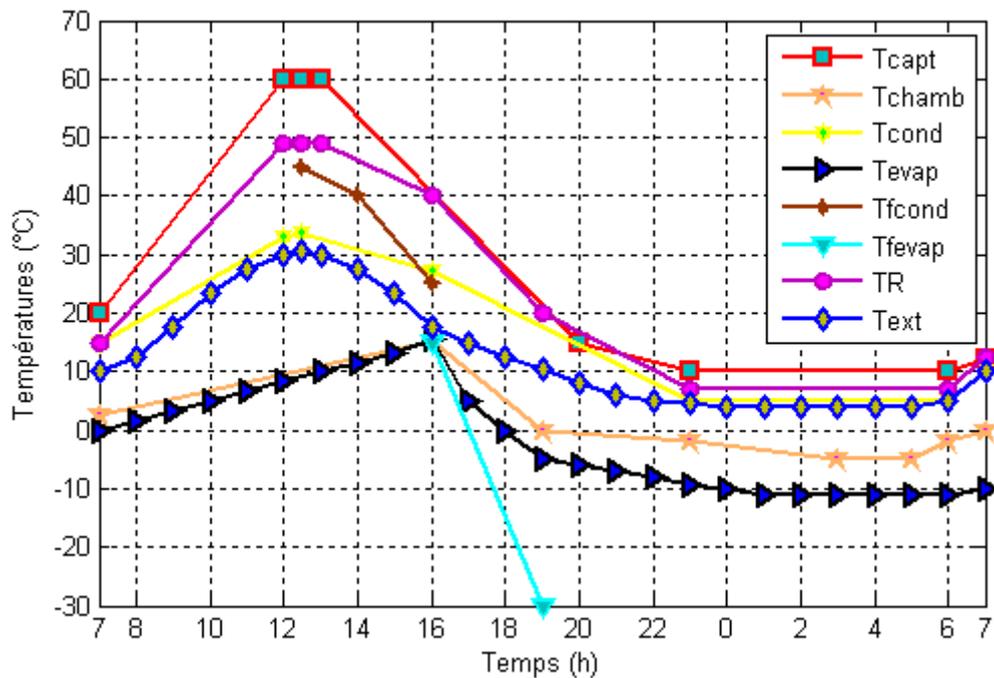


Fig. 4.29. Variation de la température de la chambre froide T_{chamb} .

4.5.9. Variation des températures des éléments de la machine



Conclusion générales

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'utilisation de machines à sorption pour la climatisation, la réfrigération ou la congélation est particulièrement intéressante, puisque ces machines, qui ont été développés depuis les années 1850 notamment pour la production de froid, peuvent fonctionner à partir uniquement de sources de chaleur. En effet, dans le cadre du développement durable et de la limitation des émissions des gaz à effet de serre et nocifs pour la couche d'ozone et l'environnement, il convient préalablement à la conception de ces procédés, de prendre non seulement les quantités d'énergies mises en œuvre, mais également la qualité de ces énergies.

L'objectif de ce travail a été, la modélisation et la simulation du fonctionnement d'une machine frigorifique solaire utilisant le couple charbon actif-méthanol, d'une part. D'autre part, terminer entièrement la réalisation débutée par Nesbah (2011), mais à cause de la contrainte de la disponibilité des moyens, nous avons refait le condenseur entièrement en cuivre (les ailettes) et avons construit le capteur à 70 % (manque du charbon Actif).

Dans la partie théorique, nous avons mis au point un code de calcul en environnement MATLAB qui simule le fonctionnement en temps réel et suivant les conditions météorologiques. A travers la modélisation des différents composants de la machine frigorifique telle que le réacteur, le condenseur, l'évaporateur et la chambre froide.

Ce code de calcul, dans sa version préliminaire, nous a permis de tracer l'évolution des températures de toutes les machines et de ces composants qui travaillent d'une façon discontinue.

Dans les perspectives de ce projet, on projet de :

- Raffiner le code de calcul pour pouvoir calculer :
 - Les différentes pressions qui règnent à l'intérieur de la machine,
 - Tracer le cycle réel dans le diagramme de Clapeyron,
 - Simuler le fonctionnement après plusieurs jours de travail.
 - Achever la machine frigorifique en cours de réalisation pour pouvoir :
 - Valider les résultats théoriques issus du code de calcul,
 - Tester cette machine sous conditions climatiques de la région de Biskra.
-

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Bakhti, M., "Etude des performances d'une machine frigorifique a adsorption solide " , thèse magistère , Université Mohamed Boudiaf Msila , 2005 .
- [2] Ammari, E., "Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption : dimensionnement d'un aéroréfrigérant " , thèse master , Université de Biskra , (2013) .
- [3] Le Pierres, N., "Procédé solaire de production de froid basse température (- 28 °C) par sorption solide – gaz." Thèse de Doctorat énergétique et génie de procédés, Université de Perpignan ; pp.1-208 (2005).
- [4] Kim, D. S., C. A. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review", International Journal of Refrigeration 31, pp. 3-15 (2008).
- [5] Delmore, M., "promotion solar air conditioning: technical overview of active techniques", ALTENER project number 4.1030/Z/, pp. 2-121 (2002).
- [6] Nesba, A., H. Hassen, "contribution à la réalisation machine frigorifique à adsorption",Thèse d'ingénieur,Université Mohamed Kheider Biskra (2011).
- [7] Anyanwu, E. E., "Review of solid adsorption solar refrigerator I: An overview of the refrigeration cycle", Energy Conversion and Management 44, 301-312 (2003).
- [8] Anyanwu, E. E., N. V. Ogueke, "Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator", Renewable Energy 30, 81-96 (2004).
- [9] Li. M, R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, and Dieng. AO, "Experimental study on dynamic performance analysis of a flatplate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker." Renewable Energy 27, 11–21 (2001).
- [10] Dellerio, S., V. Goetz, B. Spinner, "A new analytical model for solid-gas thermochemical reactors based on thermophysical properties of the reactive médium", Chemical Engineering and Processing, 36, 29-43, (1997).
- [11] Chekirou, W., "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp. 187 (2008).
- [12] Errougani, A., "Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif - méthanol dans le site de Rabat", Thèse de doctorat d'état, Université Mohammed V, pp. 128 (2007).

- [13] Cap Derou, M., Atlas solaire de l'ageria , Achevé d'imprimer sur les presses de l'office des publication Universitaire , centrale de Ben Aknoun (Alger) , 15-6-1985 , tome 3 : Aspect géométrique synthèse géographique .
- [14] Cap Derou , M. , Atlas solaire de l'ageria , Achevé d'imprimer sur les presses de l'office des publication Universitaire , centrale de Ben Aknoun (Alger) , 15-6-1985 , tome 2 : Aspect énergetique .
- [15] Mills F., Heat and mass transfer, ed. Irwin, Chicago, 1995.
- [16] Enst , Transferts thermiques dans les processus énergetique parté V écoulements diphasique, science direct , 20 April 2007 .

Sommaires des annexes

Annexe 1 : Caractérisation thermo physiques des adsorbats .

Annexe 2 : Paramètres de dimensionnement introduits dans la modélisation .

Annexe 3 : Modèle de Xuan et Roetzel (mélanges diphasiques) .

Annexe 4 : Calcul des coefficients de transfert convectif .

Annexe 1 :

Caractérisation thermo physiques des adsorbats .

Annexe 1

1. Caractérisation thermo physiques des adsorbats :

Fluides	Eau	Méthanol	Ammoniac
Pression de vapeur saturante (P_s en mbars et T en Kelvin)			
$\ln P_s(T) = P_{S1} + \frac{P_{S2}}{T} + \frac{P_{S3}}{T^2} + \frac{P_{S4}}{T^3}$			
P_{S1}	32.14	17.2714	117814.96
P_{S2}	-3690.2	-2310.5248	-2.8235 E+6
P_{S3}	-239420	566896	0
P_{S4}	0	4.409 E+7	0
Masse volumique $\rho_0(T)$ en $kg/m^3 T$ en Kelvin			
$\rho_0(T) = \rho_{01} + \rho_{02}T + \rho_{03}T^2 + \rho_{04}T^3$			
ρ_{01}	667.14	1283.315	1763.03127
ρ_{02}	2.8367	-3.3388	-10.5839
ρ_{03}	-6.9853	8.65165 E-3	3.7117 E-2
ρ_{04}	3.9556 E-6	-1.01655 E-5	-4.3169 E-4

Chaleur latente (L(T) en kJ/kg et T en °K)			
$L(T) = L_1 + L_2T + L_3T^2 + L_4T^3$			
L_1	3408.8736	643.9708	4372.526
L_2	-5.20995	4.740	-31.171
L_3	0.01011	-10.1046 E-3	1.1546 E-1
L_4	-11.94644 E-6	11.2826 E-8	4.3169 E-4

1.1 Huile Seriola

Le fluide caloporteur utilisé est de l'huile Seriola 1100. Ce choix à été effectué car:

- Les niveaux de température atteinte par cette huile permettant un fonctionnement jusqu'à 300°C.
- La Seriola 1100 est une huile très fluide, sa faible viscosité favorise la circulation à froid.

- Le pouvoir calorifique du fluide est élevé. Les principales caractéristiques du fluide sont les suivantes:

a-Chaleur spécifique

$$C_{ph}(T) = 3.62E - 3.T + 1.7765$$

Où:

C_{ph} : Exprimé en kJ/kg .K

T: température du fluide (°C).

$$\rho(T) = -0.633T + 883.333$$

$\rho(T)$: en kg / m³

1.2 Méthanol

Le réfrigérant utilisé est le méthanol dont la masse volumique ρ (kg.m⁻³), nécessaire pour le calcul du bilan thermique, est une fonction approchée par un polynôme en T, donnée pour T < 180 °C

a- Masse volumique

T : température du fluide (°C)

$$\rho(T) = aT^2 + bT + c$$

Avec a = -1.4679x10⁻³

b = 4.1898x10³

c = 917.35

Référence:

Bakhti, M., "Etude des performances d'une machine frigorifique à adsorption solide", thèse magistère, Université Mohamed Boudiaf Msila, 2005.

Annexe 2 :

Paramètres de dimensionnement introduits dans la modélisation .

2. Paramètres de dimensionnement introduits dans la modélisation.

La longueur caractéristique du capteur	(m)	(L_{capt})	0.85
Surface du capteur solaire	(m^2)	(S_{capt})	0.73
Coefficient de transfert par convection entre paroi réactif et le mélange réactif	($w/k.m^2$)	(h_{sw})	400
Chaleur spécifique massique de charbon actif	J/kg.k	(cp_s)	1620
La masse de charbon actif	Kg	(m_s)	14.5
Conductivité thermique de cuivre (capteur)	w/m.k	(λ_{capt})	401
Chaleur spécifique massique du cuivre	J/Kg.k	(Cp_{capt})	381
Surface intérieur du capteur	m^2	($S_{\text{capt, int}}$)	0.70
Viscosité dynamique de l'air	m^2/s	(μ_{air})	1.784
La masse volumique de l'air	Kg/m^3	(V_m)	1.225
Chaleur spécifique massique de l'air	J/Kg.k	(Cp_{air})	1006.43
Conductivité thermique de l'air	w/m.k	(λ_{air})	0.0242
Volume d'air dans la chambre	(L)	(V_{air})	133
Conductivité thermique de polystyrène	(w/m.k)	(λ_{poly})	0.036
Conductivité thermique de bois	(w/m.k)	(λ_{bois})	0.36
Epaisseur de plaque de cuivre (capteur)	(m)	(e_1)	0.011
Epaisseur de polystyrène	(m)	(e_2)	0.002
Epaisseur de bois	(m)	(e_3)	0.001
Increment de temps	(s)	(dT)	0.01
Coefficient d'échange dans le condenseur	($w/m^2.k$)	(h_{cond})	10
Surface latérale intérieure de condenseur	(m^2)	($S_{\text{cond, int}}$)	0.81
Surface latérale extérieur de condenseur	(m^2)	($S_{\text{cond, ext}}$)	7.5
Coefficient d'échange entre condenseur et l'air	($w/m^2.k$)	(h_{vw})	$5.67+(3.86xv)$
Masse du fluide condensé	(Kg)	($m_{f, \text{cond}}$)	2.8
Chaleur spécifique massique de fluide condensé	(J/kg.k)	($Cp_{f, \text{cnd}}$)	320
Coefficient d'échange par convection (chambre-évaporateur)	($w/m^2.k$)	(h_{evap})	10
Surface extérieure de l'évaporateur	(m^2)	($S_{\text{evap, ext}}$)	0.61
Surface intérieure de l'évaporateur	(m^2)	($S_{\text{evap, int}}$)	0.53
Coefficient d'échange par convection (fluide évaporateur)	($w/m^2.k$)	(h_{ev})	1000
Chaleur spécifique massique du fluide évaporé	(J/kg.k)	($Cp_{f, \text{evap}}$)	890

Annexe 3 :

Modèle de Xuan et Roetzel (mélanges diphasiques)

3. Modèle de Xuan et Roetzel (mélanges diphasiques)

Si le modèle le plus simple des modèles .il suppose que le mélange diphasique (solide/gaz .solide /liquide).

Dans ce modèle .on se contente d'écrire les propriétés des mélanges diphasiques.

3.1 Propriétés des mélanges diphasiques

Les propriétés physiques des mélanges diphasiques (indice R) dépendent des propriétés physiques du fluide porteur (indice g), des propriétés physiques des particules (indice s), de la concentration volumique en particules (c_v) et également de l'écoulement qui conditionne l'interaction des articles sur le fluide.

Les propriétés thermo physiques des fluides diphasiques sont fortement dépendantes de la fraction solide.

3.1.1. Masse volumique

Pour un fluide diphasique, à partir d'un simple bilan de masse de la suspension, on obtient :

$$\rho_R = c_v \rho_s + (1 - c_v) \rho_g$$

Pour des fluides homogènes sans glissement entre les phases, on a la relation suivante :

$$c_v = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - c_m \rho_s}{c_m \rho_g} \right)}$$

Qui est équivalent à la relation en termes des volumes :

$$c_v = \frac{V_s}{V_R}$$

Où c_m est la fraction massique en particules. La relation entre la fraction massique et la fraction volumique est :

$$c_v = c_m \frac{\rho_R}{\rho_s}$$

Ainsi, l'expression de la masse volumique d'une suspension en fonction de la fraction massique en particules solides peut s'écrire :

$$\rho_s = \frac{\rho_g}{1 - c_m + c_m \frac{\rho_g}{\rho_s}}$$

3.1.2. Capacité thermique et chaleur latente de fusion

Dans le cas d'une suspension, la capacité thermique dépend de celles des particules et du fluide porteur, de la concentration en particules et de l'état de celles-ci (liquide ou solide).

La capacité thermique massique de la suspension doit être évaluée très soigneusement afin de considérer les effets du changement de phase. Dans un modèle de capacité thermique effective (ou équivalente), on suppose que le matériau à changement de phase fond dans un intervalle de température fini de sorte que la capacité du matériau à changement de phase (MCP) et de la suspension est fonction de la température., la capacité thermique de la suspension fonction de la fraction volumique en particules, est issue du bilan Calcul des propriétés thermophysiques des mélanges diphasiques enthalpique avec la capacité des particules à l'état solide respectivement :

$$C_{pR} = \frac{C_v \cdot \rho_s \cdot C_{ps} + (1 - C_v) \rho_g \cdot C_{pg}}{\rho_R}$$

La loi de variation de la capacité thermique massique de la suspension en fonction de la fraction massique en particules est donnée par l'équation

$$C_{pR} = c_{pS} + (1 - c_m) C_{pg} \text{ avec } c_m = c_v \cdot \frac{\rho_g}{\rho_R} \cong c_v$$

La capacité thermique de la suspension pour l'intervalle des températures de fusion du MCP est fonction de la chaleur latente de changement de phase Δh_{MCP} , étant donnée par l'équation :

$$C_{pS} = c_m \left(\frac{\Delta h_{MCP}}{T_{PFF} - T_{PFI}} \right) + (1 - c_m) C_{pf}$$

Référence:

Enst , Transferts thermiques dans les processus énergétique parté V ecoulements diphasique , science direct , 20 April 2007 .

Annexe 4 :

Calcul des coefficients de transfert convectif

4. Calcul des coefficients de transfert convectif

Calcul des coefficients de transfert convectif

Corrélations issues de Mills (1995) pour des plaques non horizontales pour le calcul du nombre de Nusselt:

Cas d'un écoulement naturel

- écoulement laminaire: (avec $Ra \leq 10^5$)

$$Nu = 0.68 + 0.67(Ra\psi)^{1/4}$$

- écoulement turbulent (avec $10^5 \leq Ra \leq 10^{12}$)

$$Nu = 0.68 + 0.67(Ra\psi)^{1/4} (1 + 1.6 \cdot 10^8 (Ra\psi)^{1/12})^{-1/4}$$

où Ra est le nombre de Rayleigh de l'écoulement (définition usuelle) et ψ une fonction de son nombre de Prandtl Pr (définition usuelle), définie par:

$$\psi = \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

Cas d'un écoulement forcé

- écoulement laminaire (avec $Re \leq 2500$):

$$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

- écoulement turbulent

$$Nu = 0.029 Re^{0.8} Pr^{0.43}$$

où Re est le nombre de Reynolds de l'écoulement et Pr son nombre de Prandtl (définitions usuelles)

Le calcul du coefficient de transfert convectif se fait ensuite grâce à la corrélation $h = k \cdot Nu$

où k est le coefficient de transfert conductif de la plaque considérée.

Référence:

Mills F., Heat and mass transfer, ed. Irwin, Chicago, 1995.

Résumé :

L'objectif de ce travail est la modélisation et l'étude d'une machine frigorifique solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35 /méthanol comme couple adsorptif (adsorbant/adsorbat). Notre but est la construction un code de calcul sous l'environnement « MATLAB », qui nous permet de simuler le fonctionnement en temps réel de cette machine et de déterminer les performances thermique et énergétique du système. En établissant les bilans énergétiques des différents éléments et en adoptant une approche globale, nous avons pu tracer les différentes évolutions de températures des différents composants de l'installation. La simulation dynamique a permis d'analyser son fonctionnement en fonction des conditions météorologiques. Nos résultats apparaissent acceptables et même motivants et exigent fortement l'achèvement du prototype en cours de réalisation, afin de pouvoir valider ces résultats.

Mots clés : procédé solaire, réfrigération solaire, adsorption, charbon actif/méthanol, réacteur solide/gaz, modélisation dynamique.

ملخص:

نقوم في هذا العمل بدراسة ونمذجة آلة التبريد الشمسي بالامتزاز، تعتمد على ثنائي الامتزاز (فحم نشط / ميثانول) (ماز/ممتاز). هدفنا من خلال هذه الدراسة هو بناء برنامج رقمي يسمح لنا بمحاكاة عمل الجهاز في الظروف الواقعية. مما يمكننا من تحديد أداؤها الطاقوي والحراري، كما يسمح لنا برسم تغيرات درجات الحرارة لمختلف مكونات الجهاز. ويرتبط عمل محاكاة التحليل الديناميكي تبعاً للخصائص الجغرافية و الجوية لكل منطقة. النتائج المتحصل عليها مقبولة ومحفزة، لإنهاء النموذج الأولي التجريبي من أجل التحقق وتحسين النموذج الرقمي.

كلمات مفتاحية: التبريد بالطاقة الشمسية، امتزاز، كربون نشط / ميثانول، محال صلب / غاز، النمذجة الديناميكية.

Abstract

The objective of this work is the modeling and study of a solar cooling machine adsorption using activated carbon AC- 35/methanol as a couple adsorptive(adsorbent / adsorbate) . Our goal is to build a computer code under the environment " MATLAB ", which allows us to simulate the real-time operation of the machine and determine the thermal and energy performance. Establishing the energy balance of the different elements and adopting a global approach , we were able to trace the evolution of different temperatures of the various components of the installation. The dynamic simulation is used to analyze its operation depending on weather conditions. Our results are acceptable and even highly motivating and requires the completion of the prototype in progress , in order to validate these results.

Keywords : solar process , solar refrigeration , adsorption, activated carbon / methanol, reactor solid / gas, dynamic modeling.