

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Réf :.....



كلية العلوم و التكنولوجيا

قسم الهندسة الميكانيكية

.....:

Mémoire présenté en vue de l'obtention

Du diplôme de

**Magister en : Génie mécanique**

**Option : systèmes thermiques et maîtrise d'énergie**

**tude de faisabilité d'un local de conservation de dattes basée  
sur l'énergie solaire. Application à la région de Biskra.**

Présenté par :

**Kamel BENLOUANAS**

Soutenu publiquement le .....

**Devant le jury composé de :**

Noureddine MOUMMI

Adel BENCHABANE

Abdelhafid MOUMMI

Abdelhafid BRIMA

Professeur

Maître de Conférences 'A'

Professeur

Maître de Conférences 'A'

Président

Rapporteur

Examineur

Examineur

Université de Biskra

Université de Biskra

Université de Biskra

Université de Biskra

## **Dédicaces**

À ma mère et à la mémoire de mon défunt père,

À ma femme et mes enfants : Amina, Amani, Mohamed-Said et Meriem-Hadda,

À ma sœur, mon frère, mes neveux et nièces ainsi que toute ma famille,

À tous mes amis, mes confrères de promotion et mes collègues de travail,

...

À tous ceux qui m'ont aidé et m'ont soutenu pour élaborer ce labeur.

# Sommaire

<b>Dédicaces</b>	<b>i</b>
<b>Sommaire</b>	<b>ii</b>
<b>Remerciements</b>	<b>v</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>vi</b>
<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre 1 : Données introductives et généralités sur la conservation des produits agro-alimentaires</b>	<b>3</b>
<b>1. Rhétorique du développement durable</b>	<b>4</b>
<b>2. Énergie fossile</b>	<b>5</b>
2.1 Chronique et redevu des énergies classiques	5
2.1.1 Historique et Avenir des fossiles	5
2.1.2 Avenir et répercussion de l'énergie fossile et pic de Hubbert	6
2.2 Principales énergies non renouvelables	7
2.3 Recensements des énergies non-renouvelables	8
2.4 Désavantages des énergies fossiles	9
<b>3. Graphes et Abaques des énergies mondiales</b>	<b>9</b>
<b>4. Effet des périls énergétiques et développement durable</b>	<b>11</b>
<b>5. Conservation frigorifique des produits agro-alimentaires</b>	<b>11</b>
5.1 Froid dans l'industrie agro-alimentaire	11
5.1.1 Conditions de conservation des denrées	12
5.2 Chaîne du froid pour la conservation frigorifique	13
5.2.1 Définition de la chaîne du froid	13
5.2.2 Risques liés à la rupture de la chaîne du froid	13
5.3 Transport des aliments	14
<b>Chapitre 2 : Techniques potentielles de conditionnement frigorifique solaire</b>	<b>15</b>
<b>1. Introduction - réfrigération solaire</b>	<b>15</b>
<b>2. Réfrigération solaire électrique</b>	<b>16</b>
<b>3. Réfrigération thermique solaire</b>	<b>19</b>
3.1 Réfrigération thermomécanique	20
3.2 Réfrigération par sorption	24
3.2.1 Absorption	26
3.2.2 Adsorption	26
3.2.2.1 Adsorption physique	28
3.2.2.2 Adsorption chimique	29

3.2.3	Refroidissement déshydratant	32
<b>4.</b>	<b>Autres technologies</b>	<b>35</b>
<b>5.</b>	<b>Récapitulatif et conclusion sur la réfrigération solaire accessible</b>	<b>35</b>
<b>6.</b>	<b>Conclusions</b>	<b>39</b>
<b>Chapitre 3 : Etude et conception d'une chambre de conservation frigorifique des dattes dans la région de Biskra</b>		<b>40</b>
<b>1.</b>	<b>Concept du dimensionnement du bahut</b>	<b>40</b>
1.1	Conditions du Bahut de conservation frigorifique	40
1.1.1	Destination de chambre : conservation des dattes	40
1.1.2	Dimensions des chambres	40
1.2	Plan de la chambre froide	41
1.3	Matériaux d'isolation	41
1.4	Les différents types d'isolant thermique :	42
1.5	Les caractéristiques d'un bon isolant	42
1.6	Isolation	43
1.6.1	Le pare-vapeur	43
1.6.2	Isolants destinés au projet	43
<b>2.</b>	<b>Calcul frigorifique d'un bahut</b>	<b>44</b>
2.1	Structure des parois	44
2.1.1	Porte Etanche de chambre Froide	44
2.1.2	Parois externes et interne (1,2,3,4 et 5)	44
2.1.3	Plafond (ch. et SAS)	45
2.1.4	Plancher (ch. et SAS)	45
2.2	Méthode de calcul	46
2.2.1	Lois de base de Calcul	46
2.2.2	Pour la Conduction	47
2.2.3	Pour la Convection	47
2.3	Formules et Conditions de Calcul thermique	48
2.3.1	Applications numériques	50
2.4	Lois, Formules et Conditions de Calcul de tonnage de denrées	53
2.4.1	Introduction	53
2.4.2	Méthode de calcul	53
2.4.2.1	Calcul du bilan thermique	55
<b>Chapitre 4 : Etude descriptive et calculs préliminaires de l'installation de conditionnement frigorifique solaire</b>		<b>60</b>
<b>1.</b>	<b>Introduction</b>	<b>60</b>
<b>2.</b>	<b>Description de système</b>	<b>62</b>
2.1	Fonctionnement de la paire de la Silicagel-eau	62
2.2	Adsorbant	62
2.3	Condenseur et Évaporateur	63
2.4	Description de système et principes de fonctionnement	64
2.5	Processus de récupération de la chaleur	64
2.6	Processus d'adsorption/désorption	65

2.7	Processus de récupération de masse	65
<b>3.</b>	<b>Analyse des résultats expérimentaux</b>	<b>71</b>
3.1	L'effet de la récupération de masse sur la performance du réfrigérateur	71
3.2	La température d'adsorbant	72
3.3	Flux thermique de condensation dans les condenseurs	74
3.4	La température de condensation	76
3.5	Exécution du réfrigérateur	79
<b>4.</b>	<b>Prototype de deuxième génération</b>	<b>80</b>
<b>5.</b>	<b>Comparaison d'exécution de ce système original et du système conventionnel</b>	<b>82</b>
<b>6.</b>	<b>Calcul de la surface de captation dans le site de Biskra</b>	<b>86</b>
6.1	Besoin d'eau chaude pour le refroidisseur d'adsorption	86
6.2	Estimation de la surface de captation pour le système installer	86
	<b>Conclusion générale</b>	<b>88</b>
	<b>Références bibliographiques</b>	<b>90</b>

## Remerciements

Ce travail a été réalisé au département de génie mécanique de la faculté des sciences et de la technologie de l'Université de Biskra. Je signale mes spontanés congédiements à tous les enseignants du département.

J'adresse mes avérés et vifs remerciements à Monsieur Adel BENCHABENE, Maître de Conférences à l'Université de Biskra de m'avoir accueilli dans son équipe et de m'avoir proposé ce sujet ainsi que l'intérêt qu'il a porté à mon travail et l'auguste confiance qu'il m'a constamment témoignée en m'étant très attrayants pour présenter ce travail.

Mes sincères remerciements s'adressent à Monsieur Nouredine MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, qui m'a fait honneur de juger ce travail.

Je remercie également Monsieur Abdelhafid MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, et Monsieur Abdelhafid BRIMA, Maître de Conférences à l'Université de Biskra, qui m'ont honoré en jugeant ce travail.

Je tiens très sincèrement à remercier tout l'encadrement et tout le personnel de la société des études techniques et économiques de Biskra (SETEB) pour leur soutien et confiance à achever ce mémoire dans les meilleurs circonstances et délais.

Une réelle pensée de gratitude s'annonce surtout pour Monsieur L. SOLTANI le directeur de l'Institut technique du développement de l'agriculture saharienne (ITDAS) de Biskra et son staff pour leur aide précieuse et envoûtement à cette œuvre.

Je remercie également tous ceux et celles qui ont participé de près ou de loin à l'aboutissement de cette concrétisation.

Enfin, je dédie cette contribution à un être qui m'est très cher et dont le soutien et le conseil m'ont toujours affiché une clairvoyance de la vie ... À ma mère.

# NOMENCLATURE

- $\eta_{\text{sol-pow}}$  : Rendement du panneau solaire ;
- $W$  : Puissance du moteur thermique (kW) ;
- $I_p$  : Irradiation direct solaire du faisceau du rayonnement (kW/m<sup>2</sup>) ;
- $A_s$  : Aire surfacique du panneau solaire (m<sup>2</sup>) ;
- $Q_s$  : Puissance du rayonnement solaire (kW) ;
- $Q_e$  : Puissance de la charge de refroidissement (kW) ;
- $\eta_{\text{sol-cool}}$  : Rendement du capteur solaire frigorifique;
- $\eta_{\text{sol-heat}}$  : Rendement thermique solaire calorifique;
- $\eta_{\text{heat-pow}}$  : Rendement du moteur calorifique;
- $Q_g$  : Puissance de chaleur reçue (kW) ;
- $\eta_{\text{pow-cool}}$  : Rendement du moteur en puissance frigorifique ;
- $T_M$  : Température de l'air ambiant (°C) ;
- $Q_c$  : Puissance calorifique de condensation rejetée à l'air ambiant (kW) ;
- $T_L$  : Température de refroidissement à l'évaporateur (°C) ;
- $T_H$  : Température du capteur solaire (°C) ;
- $\eta_{\text{heat-pow}}^{\text{id}}$  : Efficacité de la puissance de Carnot ;
- $\eta_{\text{pow-cool}}^{\text{id}}$  : Rendement du cycle de Carnot de réfrigération ;
- $\eta_{\text{heat-cool}}^{\text{id}}$  : Efficacité du moteur thermique pour la machine frigorifique ;
- $\lambda$  : Coefficient de conductivité thermique du matériau (W/m.°C ou Kcal/hr.m.°C) ;
- $e$  : Epaisseur du matériau (m) ;
- $\lambda$  : Coefficient de conductivité thermique du matériau (W/m.°C ou Kcal/hr.m.°C) ;
- $E$  : Energie Interne (J) ;
- $K$  : Energie cinétique (J) ;
- $dm$  : Elément de masse (Kg) ;

<b>U</b>	: Vitesse (m/s) ;
<b>T</b>	: Température (°C) ;
<b>P</b>	: Pression (Pa) ;
<b><math>\rho</math></b>	: Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> ) ;
<b><math>c_p</math></b>	: Chaleur massique spécifique (KJ / kg °C);
<b><math>e/\lambda</math></b>	: Résistance thermique du matériau (m <sup>2</sup> .°C /W ou m <sup>2</sup> .hr.°C/Kcal) ;
<b><math>K_{th}</math></b>	: Coefficient de transmission thermique (W/m <sup>2</sup> .°C ou Kcal/hr.m <sup>2</sup> .°C) ;
<b>h</b>	: Coefficient convectif du milieu (W/m <sup>2</sup> .°C ou Kcal/hr.m <sup>2</sup> .°C) ;
<b><math>\phi</math></b>	: Flux de thermique traversant cette paroi (W/°C ou Kcal/hr.°C);
<b><math>S_u</math></b>	: Surface utile (m <sup>2</sup> ) ;
<b><math>V_u</math></b>	: Volume utile du local (m <sup>3</sup> ) ;
<b><math>V_c</math></b>	: Volume de la caisse (m <sup>3</sup> ) ;
<b><math>N_c</math></b>	: Nombre de caisses ;
<b><math>C_j</math></b>	: Cadence journalière (Kg/d) ;
<b><math>\Delta h</math></b>	: Différence enthalpique (Kj/Kg) ;
<b><math>Q_{resp}</math></b>	: Chaleur de respiration de la marchandise considérée (kW/t.h) ;
<b><math>Q_{ecl}</math></b>	: Chaleur due à l'éclairage des luminaires (kW) ;
<b><math>E_{ECN}</math></b>	: Quantité d'énergie nécessaire utilisée par le refroidisseur (J) ;
<b><math>C_i</math></b>	: Coefficient d'inclinaison des capteurs;
<b><math>C_c</math></b>	: Coefficient de correction du fluide caloporteur ;
<b><math>C_0</math></b>	: Coefficient d'orientation des capteurs;
<b><math>PSD</math></b>	: Puissance solaire disponible (Kg/m <sup>3</sup> ) ;
<b>E</b>	: Energie solaire reçue en (kWh/m <sup>2</sup> .jour) ;



## **Introduction**

Depuis le commencement du siècle dernier la température du globe terrestre en moyenne s'est levée par environ 0.6°K selon le panneau intergouvernemental de l'ONU sur le changement climatique (IPCC). En l'ayant avertit d'un accroissement de 1.4-4.5 °K jusqu'à 2100 (changement climatique depuis 2001) et en réalisant sérieusement la gravité de la situation, la communauté mondiale décide de prendre des initiatives pour arrêter ce processus. Une de ces résolutions est le protocole de Kyoto, un accord légalement obligatoire sous lequel les pays industrialisés réduiront leurs émissions collectives des gaz à effet de serre de 5.2% comparés à l'année 1990. Particulièrement concernant la réduction d'anhydride carbonique, étant un sous-produit inévitable des activités industrielles, les industries devraient améliorer des équipements et des processus pour atteindre les buts en application de ce traité.

L'industrie de réfrigération est l'une des plus concernées par ce protocole. Par exemple, en Europe l'interdiction de l'utilisation de HFC-134a a été réglementée pour des dispositifs de climatisation à partir du 1er janvier 2009. L'inspection et/ou la surveillance sont exigées pour toutes les réfrigérations. En outre, la réduction d'utilisation des réfrigérants synthétiques et la production du CO<sub>2</sub> présentent un nouveau moyen de la réfrigération solaire en considérant que le refroidissement demande des augmentations avec l'intensité du rayonnement solaire, réfrigération solaire a été considérée comme solution logique. En quelques années la réfrigération solaire a suscité de grands intérêts quand le monde a souffert de la crise pétrolière (1973). Il y avait beaucoup de projets pour le développement des technologies solaires de réfrigération et la réfrigération solaire a continué à être une question importante depuis les années 80. Une série de technologies solaires de réfrigération ont été développées et bon nombre d'entre elles sont disponibles sur le marché aux prix qui deviennent de plus en plus intéressants.

L'objectif de ce travail est de proposer une solution technologique solaire dans le but de diminuer l'effet de serre, de diminuer la consommation d'électricité et d'améliorer les conditions de conservation frigorifique des produits agroalimentaires notamment les dattes. Ce sujet, traité pour la première fois à l'Université de Biskra, s'intéresse au concept de faisabilité d'un bahut frigorifique fonctionnant à énergie solaire et vient pour répondre aux questions suivantes :

- Quels sont les technologies solaires potentielles ?
- Quelles conditions de conservation des dattes pour ce type de bahut?
- Quel est le bilan frigorifique pour dimensionner ce bahut de conservation ?

- Quelle est la meilleure installation frigorifique proposée pour un prochain prototype installé dans la région de Biskra ?

L'objectif de ce travail est de proposer à adapter une étude de faisabilité d'un bahut frigorifique d'adsorption pour la région de Biskra avec des solutions à énergie émergente pour minimiser le réchauffement de la planète et notamment en procédant à une conservation de dattes par réfrigération en utilisant des refroidisseurs à adsorption avec couple gel de silice-Eau et les adopter pour les régions de palmeraies isolées électriquement des régions de Biskra pour un entreposage dans des chambres froides en vue de commercialiser des dattes de qualité en tenant compte du respect de la chaîne du froid. Le choix d'un refroidisseur s'est porté sur un prototype qui nous procure des conditions favorables pour une meilleure conservation.

Le présent mémoire est organisé dans quatre chapitres : i) Données introductives et généralités sur la conservation des produits agro-alimentaires ; ii) Techniques potentielles de conditionnement frigorifique solaire ; iii) Etude et conception d'une chambre de conservation frigorifique des dattes dans la région de Biskra ; iv) Etude descriptive et calculs préliminaires de l'installation de conditionnement frigorifique solaire. Ainsi, la conclusion générale présente une récapitulation des conclusions établies dans la présente étude. Nous donnerons notamment nos propres recommandations et présenterons les perspectives envisagées.

## **Chapitre 1 : Données introductives et généralités sur la conservation des produits agro-alimentaires**

Depuis une éternité, l'homme a prospecté plusieurs méthodes pour conserver sa nourriture, entre le moment où les denrées sont possédées, cueillies ou récoltées et celui de la consommation. En effet, la conservation alimentaire vise à traiter les aliments de telle manière qu'ils ne se détériorent pas. Les procédés de conservations les plus variés ont été appliqués depuis des siècles : salage, fumage (salaison), boucanage (viandes ou poissons séchés), enrobage (confits), sucrage (confitures), acidification (conservation au vinaigre). Dans ces procédés, le froid ou la chaleur interviennent comme agents de conservation, néanmoins, l'association de plusieurs technologies conduit à mieux préserver les qualités originelles et les saveurs des produits, tout en corrigeant la sécurité à la consommation.

A l'ère médiévale, pendant l'hiver, la glace des lacs et des rivières était découpée et conservée jusqu'à l'été dans des puits ou des caves profondes. Cette glace servait à rafraîchir et conserver les aliments en été. Aujourd'hui grâce à la technologie, il nous suffit de mettre nos aliments dans un réfrigérateur pour les maintenir au frais et éviter leur dégradation. Un réfrigérateur est un appareil qui sert à refroidir des corps en leur prenant de la chaleur qu'ils rejettent ensuite. Dans la cuisine, le réfrigérateur domestique sert à conserver les aliments en ralentissant la dégradation et en limitant le développement des micro-organismes. Le réfrigérateur domestique a été inventé en 1876 par Carl Paul Gottfried Von Linde, un ingénieur allemand. D'autres inventeurs s'attribuent cette reconnaissance, parce que cette technologie a mis du temps à se développer. Le premier réfrigérateur fabriqué industriellement est le Domelre, en 1913 par Frederick William Wolf de Chicago. Le réfrigérateur à absorption de gaz, qui se refroidit par l'utilisation d'une source de chaleur, a été inventé en Suède par Baltzar von Platen en 1922. Plus tard il a été fabriqué par Electrolux et Servel.

Un peu partout dans le monde, le réfrigérateur est présent dans la plus part des foyers, il est devenu aujourd'hui indispensable, cependant, la réfrigération est-elle un moyen efficace de conservation.

Le vœu des terriens « *l'écologie devient le moteur du développement économique* »

Les dernières technologies renouvelables novices telles thermiques solaires et électriques solaires incluant la thermomécanique, l'absorption, l'adsorption et autres nourrissent des solutions alternatives du point de vue efficacité énergétique et possibilités économiques.

Les sources d'énergies utilisées par l'homme sont d'origine classique:

les énergies d'origine fossile (gaz, pétrole, charbon) dans les voitures, les avions, les centrales thermiques... ;

l'énergie d'origine nucléaire (fission nucléaire et fusion nucléaire ou thermonucléaire) ;

Ainsi que d'origine renouvelable :

l'énergie d'origine biomassique (biomasse sèche, biomasse de toutes les espèces vivantes présentes dans un milieu naturel des matières organiques et biocarburants) ;

l'énergie d'origine hydraulique des fleuves, barrages et conduites forcées;

l'énergie d'origine éolienne ;

l'énergie d'origine solaire (conversion de l'énergie lumineuse en chaleur ou en électricité : solaire photovoltaïque, solaire thermique, solaire thermodynamique) ;

l'énergie d'origine géothermique ;

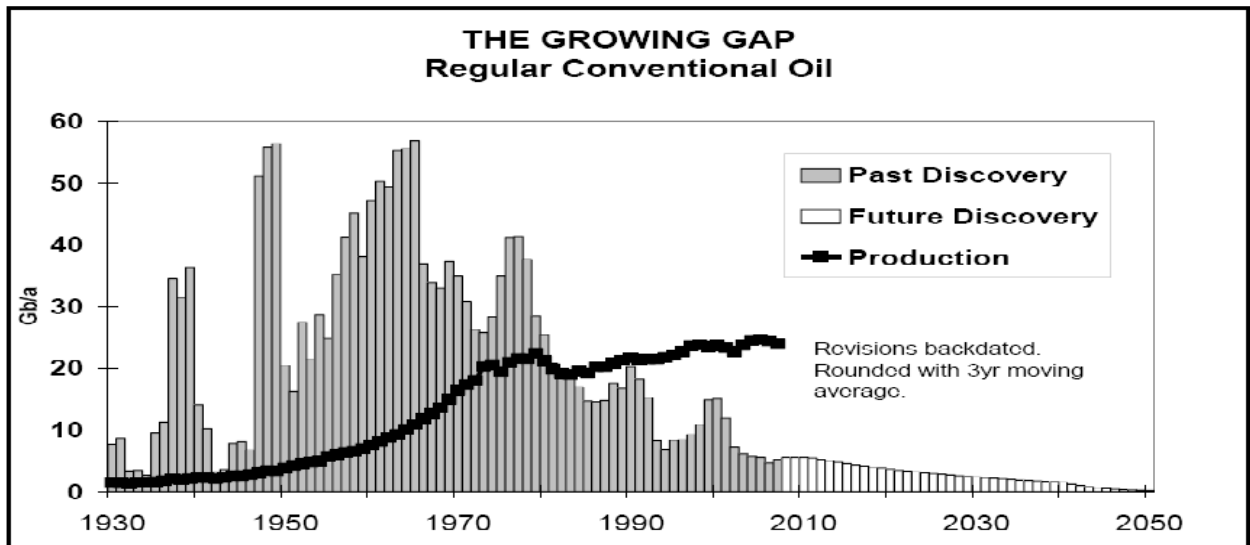
l'énergie d'origine marémotrice et mare-thermique.

## **1. Rhétorique du développement durable**

En ce début du XXI<sup>e</sup> siècle, le "développement durable" fait florès. Devenu aujourd'hui l'impératif, au moins la feuille de route à l'échelle de la communauté des nations en devenant un sujet répétitif et conceptuel accentué dans les textes issus de l'ONU (medias, discours d'entreprise, voire l'école.).

Certes, la création du concept remonte à 1987 : à l'initiative de l'ONU une commission consacrée "au développement et à l'environnement", l'adjectif le plus approprié sera "durable (*sustainable*)".

*"Le développement durable est un mode de développement qui répond aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures de répondre aux leurs." "Pour assurer le développement durable, il faut améliorer la qualité de vie de l'ensemble de la population mondiale sans accroître l'utilisation des ressources naturelles au-delà de ce que peut supporter la planète."*



[Source: Exxon-prospective par l'Association for the Study of Peak oil (ASPO)]

Si les réserves mondiales d'énergies fossiles apparaissent abondantes au regard des besoins futurs, les conditions de leur accès sont de plus en plus difficiles : les investissements en infrastructures nécessaires pour l'utilisation des ressources sont massifs et le contexte géopolitique est par nature incertain. La contrainte climatique devrait par ailleurs apparaître plus tôt que la contrainte géologique.

## 2. Énergie fossile

### 2.1 Chronique et redevu des énergies classiques

#### 2.1.1 Historique et Avenir des fossiles

Au cours des temps géologiques, moins de 1 % de la matière organique a été enfouie dans le sol, où a sédimenté au fond des lacs et des océans. Elle s'est ensuite transformée en kérogène, puis en combustibles fossiles : pétrole, gaz naturel ou charbon. L'énergie fossile désigne l'énergie que l'on produit à partir de roches issues de la fossilisation des êtres vivants : pétrole, gaz naturel et houille ; se présentant en quantité limitée et non renouvelable, leur combustion entraîne des gaz à effet de serre. Pendant les XIX<sup>e</sup> siècle et XX<sup>e</sup> siècle, l'utilisation des combustibles fossiles a permis le développement industriel à grande échelle de certaines régions du monde. Les combustibles fossiles ont également permis un développement sans précédent des transports routier, aérien, ferroviaire et maritime.

Entre 1992 et 1999, la consommation mondiale de combustibles fossiles a augmenté de 10%. La consommation énergétique par habitant reste considérablement plus élevée dans les pays

développés où chaque habitant consomme en moyenne l'équivalent de 6,4 tonnes de pétrole par an, soit 10 fois plus que la consommation des pays en développement, ces énergies présentent néanmoins des inconvénients: coût très fluctuant, émission de gaz à effet de serre Gaz présent dans l'atmosphère.

Depuis le début de l'ère industrielle, l'émission de ces gaz a augmenté dans l'atmosphère et pourrait, selon les experts internationaux, conduire à un réchauffement planétaire de 1,4°C à 5,8°C d'ici 2100 (réchauffement climatique), dispersion géographique des réserves et épuisement, à terme de celles-ci.

### **2.1.2 Avenir et répercussion de l'énergie fossile et pic de Hubbert**

Aujourd'hui, l'utilisation par l'humanité de quantités considérables de combustibles fossiles est à l'origine d'un déséquilibre important du cycle du carbone, ce qui provoque une augmentation de la concentration de gaz à effet de serre dans l'atmosphère terrestre d'où des changements climatiques et environnementaux. D'autre part, les réserves de combustibles fossiles de la planète sont fixes et, au rythme de consommation actuel, leur épuisement doit être envisagé. Malgré les violentes polémiques, ce fait est aujourd'hui reconnu, tant par les scientifiques que par les industriels, à quelques nuances chronologiques près. La différence d'échéance se compte en décennie. Dans le cas particulier du pétrole, on parle de pic pétrolier ou de *Pic de Hubbert*.

Les combustibles fossiles conventionnels représentent la quasi-totalité de la consommation actuelle d'énergie fossile : Le charbon, Le pétrole, Le gaz naturel.

Parmi les combustibles fossiles non conventionnels : schistes bitumineux (oil shale) contenant du kérogène, sables asphaltiques (tar sands), sables bitumineux contenant du bitume, hydrates de méthane.

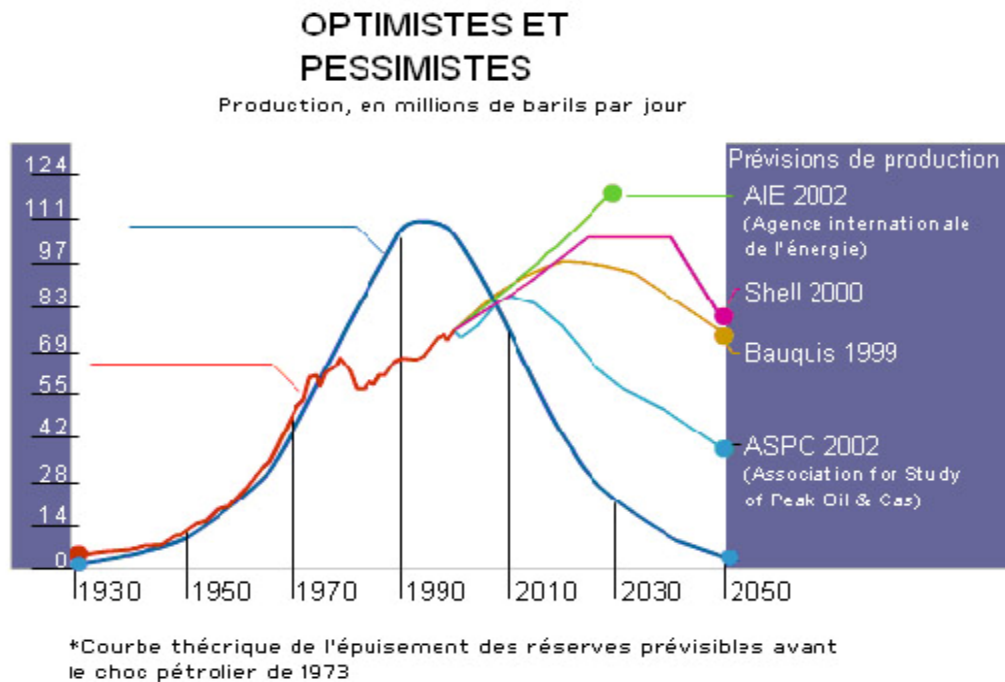
L'utilisation des énergies fossiles génère des problèmes de déforestation en Afrique, de fortes émissions de gaz à effet de serre en Asie et en Amérique, des problèmes du traitement des déchets radioactifs en Europe. Tous les pays n'ont pas opté pour la même solution.

Il correspond au sommet de la courbe qui caractérise la production pétrolière d'un champ pétrolier. Cette courbe passe par un maximum avant de décroître (cf. courbes ci-dessous). Il a été établi suite aux extrapolations des géophysiciens à partir des travaux de HUBBERT grâce à la disponibilité des chiffres sur la production pétrolière mondiale.

On ne peut pas le définir précisément que ce soit pour le pétrole et pour le gaz. En effet, il dépend

des réserves que l'on va trouver et pouvoir exploiter et également de la croissance de la consommation énergétique mondiale.

Le déclin géologique est estimé commencer en 2028 ; Voici la courbe de production: Pour le gaz les prévisions ont inclus la croissance. Avec une croissance de 2% le pic de gaz se situerait entre 2025 et 2045 et avec une croissance de 3% le pic serait plus proche de 2020 à 2035.



## 2.2 Principales énergies non renouvelables

**Le charbon :** est la source d'énergie fossile la plus abondante et la mieux répartie dans le monde, au XIXème siècle le charbon a marqué la première révolution industrielle (la houille, l'antracite, le lignite, la tourbe), représentant 26% de la consommation mondiale d'énergie.

**Le pétrole :** est la première source d'énergie mondiale, le pétrole fournit près de la moitié de la demande totale en énergie primaire. Ce fossile va rapidement supplanter le charbon. L'ère du pétrole assure une croissance continue des besoins énergétiques notamment après la découverte d'importants gisements au Proche-Orient et de coûts de production très faibles. le pétrole représente près de 39% de la consommation mondiale d'énergie.

**Le gaz :** Issu de la transformation naturelle durant des millions d'années de matières organiques, l'industrie du gaz naturel est née et s'est émancipé aux Etats-Unis au 19ème siècle. La découverte et l'exploitation d'importants gisements dans d'autres parties du globe (Afrique du Nord, Russie.), le gaz représente 23% de la consommation mondiale.

**Le Nucléaire** de durée de vie limitée de 40 à 60 ans d'une centrale nucléaire, elle laisse des déchets radioactifs pour des milliers d'années. On utilise l'uranium 235 qui a une très haute densité énergétique (déchets très dangereux). Il y a des problèmes techniques (température...).

### 2.3 Recensements des énergies non-renouvelables

La disponibilité des réserves est une source de préoccupation. Au rythme actuel de consommation, le pétrole sera la première énergie fossile dont on devra se passer (40 à 60 ans de réserves). Le gaz naturel pourrait être exploité pendant encore 70 ans. Pour le charbon, il y aurait deux siècles de réserves. Concernant l'énergie nucléaire, selon l'AIEA et la World Nuclear Association, les réserves actuelles d'uranium sont de 30 ans.

Tableau1 : Réserves énergétiques mondiales (Source:Jean-MarcJancovici) «Gtep:Gégatonne équivalent pétrole»

Réserves Prouvés	Gtep	Réserves Ultimes	Gtep
Charbon	500	Charbon	3000
Lignite	110	Pétrole et Gaz conventionnel	400
Pétrole	140	Pétrole et gaz non conventionnel	600
Gaz Naturel	110	Gaz conventionnel	600
Total	860	Total	4000

Cependant, ces données sont à relativiser (basée sur la consommation actuelle). La croissance sollicite une demande en énergie croissante. D'après l'AIE, la demande énergétique mondiale pourrait augmenter de plus de 50% d'ici à 2030 en l'absence de politiques publiques en ce domaine (poussée démographique et économique de nouvelles zones en pleine croissance telles que la Chine et l'Inde). Or, on estime qu'en 2030 les énergies fossiles représenteraient de 80% des énergies utilisées. Les enjeux actuels seront plus importants à cette date (ressources énergétiques fossiles limitées inférieurs aux besoins croissants de la population mondiale). Toutefois, leur combustion déclenche un chaos climatique planétaire. La demande en énergie résulte de 42% du secteur du bâtiment, impliquant une participation aux émissions en CO<sub>2</sub> de 23%(la consommation provient encore à 57% du gaz, du fioul et du charbon).



## **2.4 Désavantages des énergies fossiles**

Sachant qu'elles sont indispensables avec leurs recouvrements de 85 % des besoins mondiaux en énergies primaires et leurs portées d'enjeux économiques lourds. Ces fossiles bénéficient d'une capacité de production d'énergie par unité de volume élevée et ont de nombreux inconvénients:

Les réserves sont limitées, elles s'épuisent rapidement (choix écologique s'impose) ;

L'inégalité de la répartition (provocations de lourdes tensions géopolitiques) ;

Les étapes de leur exploitation sont très polluantes, et génèrent des déchets dangereux

Leur transport est dangereux, risqué, et a provoqué, notamment par les naufrages de pétroliers, des marées noires extrêmement dévastatrices pour la biodiversité

Leurs contrôles par un oligopole (puissants Lobbying des entreprises internationales imposant leurs lois, avec peu d'implication sociale et environnementale).

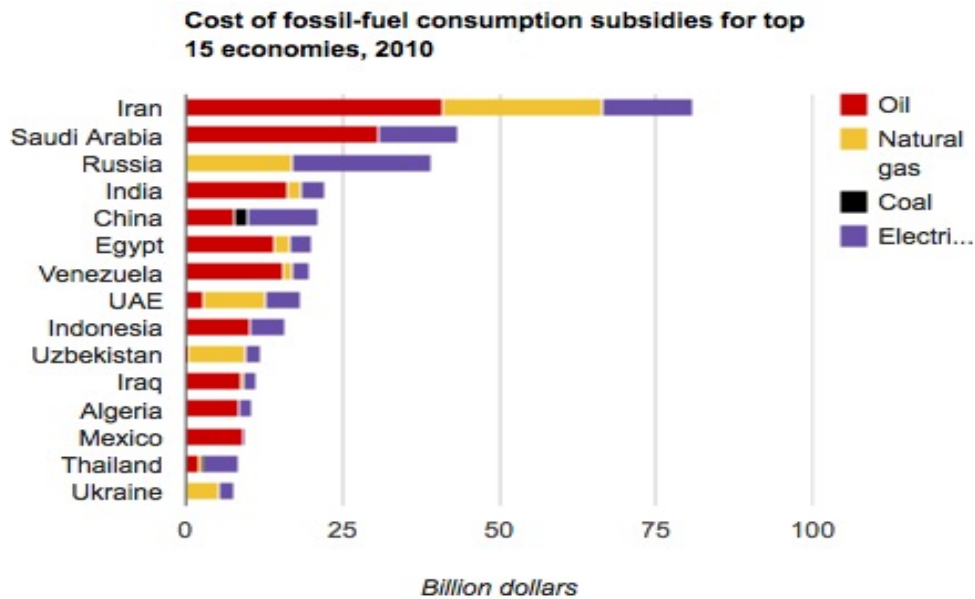
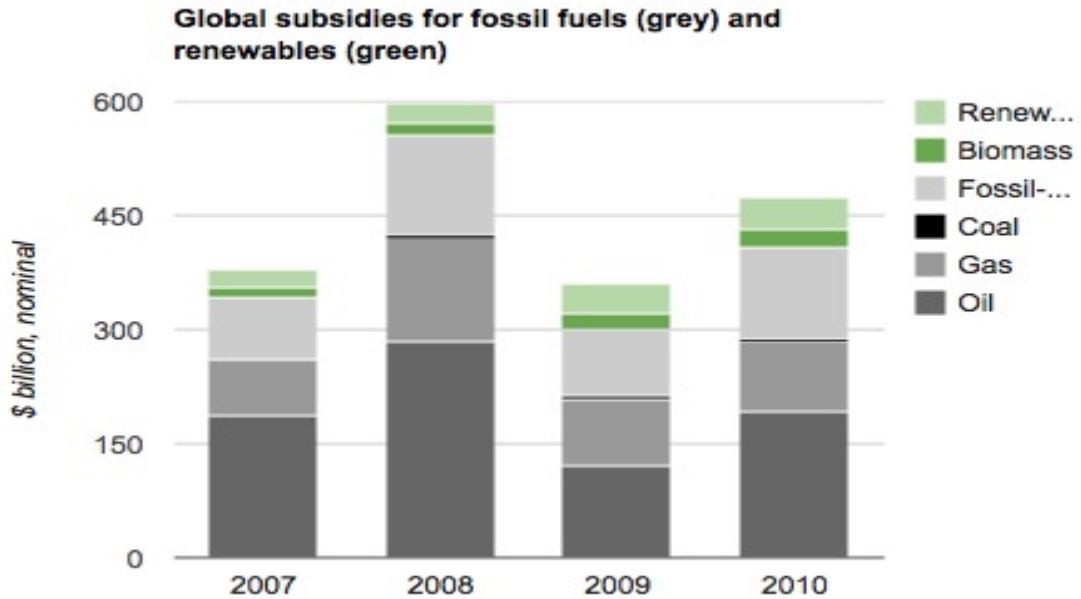
Le raffinage, la purification, l'enrichissement, les transformations, le transport, la distribution, et l'utilisation finale sont très gourmands en énergie, et fortement émetteurs de gaz à effet de serre.

Le réchauffement climatique est dû en grande partie à la combustion des énergies fossiles pour les transports, le bâtiment et l'industrie.

## **3. Graphes et Abaques des énergies mondiales**

Les énergies fossiles, responsables de larges émissions de gaz à effet de serre, reçoivent un soutien financier tant substantiel que discret de la part des gouvernements, les rendant artificiellement bon marché et encourageant leur usage. Au contraire, les énergies renouvelables font le plein de promesses mais beaucoup moins de financements. Au final, le pétrole, le gaz et le charbon s'avèrent 500 % plus subventionnés que l'éolien, le solaire ou la biomasse.

La réalisation d'infographies fort intéressantes, ce premier graphique détaille, à partir des chiffres de l'Agence internationale de l'énergie (AIE), les différentes subventions versées dans le domaine de l'énergie au cours des dernières années :les combustibles fossiles représentent l'écrasante majorité des énergies financées : En 2008, 500 milliards de dollars ont été déboursés pour soutenir l'ensemble des énergies fossiles.



Ces subventions consistent essentiellement dans des politiques gouvernementales visant à maintenir le prix final des carburants fossiles en-dessous du coût de l'approvisionnement. Dans les pays riches, ces subventions prennent aussi la forme de mécanismes indirects, comme les crédits d'impôts, ces aides indirects sont fournis aux compagnies productrices d'énergies fossiles oscillant entre 45 et 75 milliards de dollars, le lobby pétrolier et gazier s'avère très puissant dans les pays en développement, auxquels il sera difficile de demander de limiter les subventions.

#### **4. Effet des périls énergétiques et développement durable**

Après deux centaines de transmutation industrielle et de croissance énergétique fondée principalement sur les énergies fossiles (charbon, pétrole, gaz, etc.). En 1898, le savant suédois Svante Arrhenius avait lancé une mise en garde : les émissions de dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) pouvaient provoquer un réchauffement de la planète. Les années 1970 marquent une renaissance des énergies renouvelables et à une digne maîtrise de l'énergie grâce à une prise de conscience dans la conjoncture bouleversante des chocs pétroliers. Le terme "énergies renouvelables" n'est pas une locution précisément scientifique mais recouvre des réalités distinctes pour désigner toute source d'énergie alternative utilisée plus ou moins récemment en succession des énergies fossiles.

Plusieurs organisations environnementales vont initier une réflexion sur le développement durable de la planète en étudiant quelques facteurs :

- l'épuisement des ressources fossiles (le charbon, 3 siècles de consommation au niveau actuel, le pétrole entre 40 et 50 ans...);
- l'environnement et la pollution à travers l'effet de serre et les catastrophes naturelles ;
- la croissance démographique et énergétique ;
- les investissements industriels et agricoles ;
- l'avenir de l'énergie nucléaire après l'accident de Tchernobyl, le problème des déchets et la méfiance des populations mondiales accoutumés .

En 1988 a été créé le Groupe intergouvernemental d'experts sur l'évolution du climat (GIEC) sur une initiative onusienne. GIEC a publié son premier rapport d'évaluation en 1990 ayant confirmé la base scientifique des inquiétudes sur les changements climatiques et a fortement influencé les négociations qui ont abouti aux conventions de Rio de Janeiro(1997), de Kyoto(1997) et de Buenos Aires(1998) ont permis de recenser leurs émissions de gaz à effet de serre et de fixer des quotas de rejet des gaz pour les pays industrialisés. L'agio pour les énergies renouvelables est la maîtrise de l'énergie qui a été très attelé depuis 30 ans à l'hydrocarbure. Désormais, l'écho de la maîtrise de ces énergies est partout présent.

#### **5. Conservation frigorifique des produits agro-alimentaires**

##### **5.1 Froid dans l'industrie agro-alimentaire**

On peut trouver le froid dans des domaines très variés tel que :

L'industrie pharmaceutique.

L'industrie chimique et pétrochimique.

Le conditionnement des locaux industriels et l'habitation.

L'industrie agro-alimentaire.

Dans certaines régions du monde, une grande partie des denrées alimentaires disponibles se perd entre la période s'écoulant entre le moment de la production et celui de la consommation. Ainsi, dans le domaine alimentaire, l'objectif du froid est de maintenir la qualité authentique des produits en limitant (ou en supprimant) les altérations liées au développement des micro-organismes, décadences très rapides dans les pays chauds à cause des conditions climatiques (température, humidité relative) qui sont favorables à la prolifération des bactéries, levures et moisissures.

Pour les produits fabriqués dans l'industrie agroalimentaire (lait, fromage...), le froid permet d'améliorer leur qualité en favorisant la maîtrise des conditions de fabrication par une optimisation des paramètres climatiques influençant l'attitude des micro-organismes.

En production animale, le froid permet la conservation longue durée du sperme destiné à l'insémination artificielle ou encore la conservation des sérums et des vaccins destinés à enrayer les épidémies frappant les animaux. L'avancée technologique de nos jours qui autorise un contrôle plus précis de la température et de l'humidité permet d'améliorer la production du froid.

Dans les pays chauds et humides, une température de l'ordre de +10°C permet une bonne conservation du poisson fumé, du lait concentré ou en poudre, des conserves de viandes...ce qui montre une bonne complémentarité entre le froid et les autres techniques de conservations (séchage...). Il faut retenir que l'alimentation d'une population mondiale sans cesse croissante exige que des efforts soient réalisées pour accroître les productions alimentaires par accompagnement de volontés destinées à réduire ou à éliminer les pertes de recettes alimentaires qui accroîtraient la distribution et la transformation des aliments.

### **5.1.1 Conditions de conservation des denrées**

Les denrées doivent réunir des conditions vitales pour s'assurer d'une conservation correcte. Il faut d'abord que le produit à conserver soit :

**Sain** : on ne doit conserver que les produits de première qualité, c'est-à-dire ceux de la récolte afin qu'ils restent conservés intacts.

**Précoce** : il est nécessaire que les produits soient le plus rapidement possibles mis au froid, que l'entreposage soit prévu pour le court ou long terme en fonction de la nature de produit, selon qu'il s'agisse de fruit, la température set différent .

**Continu** : il est nécessaire de soumettre le produit à un froid continu ininterrompu du début à la fin.

## **5.2 Chaîne du froid pour la conservation frigorifique**

### **5.2.1 Définition de la chaîne du froid**

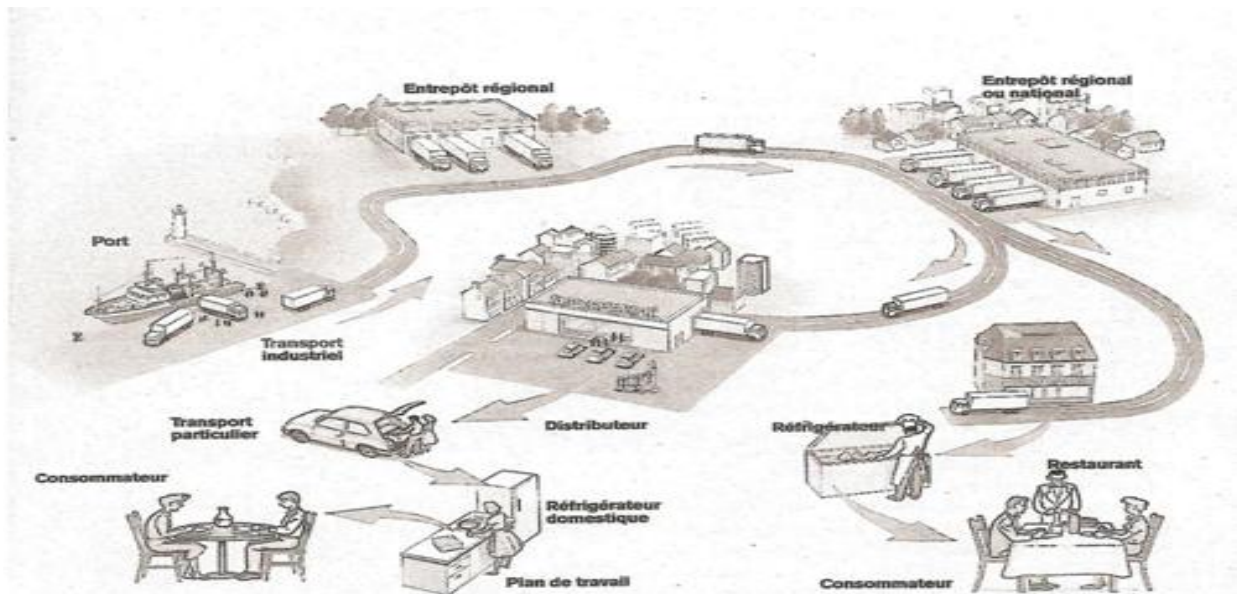
On appelle chaîne du froid ou chaîne frigorifique l'ensemble des opérations logistiques et domestiques (transport, manutentions, stockage) visant à maintenir un ou des produits alimentaires à une basse température pour assurer le maintien de sa salubrité et les qualités nutritionnelles et organoleptiques. Le froid limite la propagation des micro-organismes. Les denrées alimentaires périssables doivent être maintenues entre 0°C et +4°C pour les produits très périssables (viandes, volailles, lapins, préparation de viande, produits traiteurs frais, charcuterie cuite ou à cuire, laits pasteurisés, fromages frais...) et inférieur à +8°C pour les denrées périssables (beurre et matière grasse, desserts lactés, produits laitiers frais autres que les précédents...). L'intérêt du terme «chaîne» est de souligner l'importance de la continuité des étapes afin qu'aucune d'entre elles n'occasionnent une anomalie alimentaire. En effet une rupture de la chaîne du froid peut entraîner des risques pour la santé du consommateur comme des intoxications dont les effets varient selon la fragilité de l'individu, pouvant être de la diarrhée, de la fièvre et même la mort dans des cas d'intoxications importantes.

### **5.2.2 Risques liés à la rupture de la chaîne du froid**

La hausse de la température va accélérer la croissance microbienne et certains germes (salmonella, staphylococcies aureus, listeria monocytogenes) peuvent rendre le produit dangereux. Ainsi la listériose (due à la présence de listeria monocytogenes) est une maladie rare mais grave en particulier pour les personnes dont les défenses immunitaires sont affaiblies (femmes enceintes, nourrissons, personnes âgées,...). Ces bactéries qui se développent lors de la rupture et sont nocives pour l'Homme sont appelées bactéries pathogènes. Les bactéries pathogènes se développent généralement à des températures bien définies comprises entre 20 et 40°C : elles appartiennent à la catégorie des mésophiles. La Listeria monocytogenes, le Staphylocoque et la Salmonelle sont les bactéries les trois plus dangereuses que nous traiterons dans la suite.

### 5.3 Transport des aliments

La réfrigération est pour de nombreux aliments la garantie de leur bonne conservation à condition qu'aucunes ruptures de la chaîne du froid n'interviennent. Certaines entreprises ont adopté un guide d'hygiène alimentaire, mais malgré tout, le consommateur peut mettre sa santé en danger. L'ignorance des règles de conservation par les consommateurs entraîne un manque de rigueur dans le respect de la chaîne du froid produisant ainsi un développement de micro-organismes pathogènes. Qui occasionne des maladies comme nous l'avons vu précédemment.



*Cheminement du Transport des produits frais*

Quelques conseils s'imposent pour réduire les risques de rupture de cette chaîne :

- Ne sortir les produits froids qu'au dernier moment pour éviter toute augmentation de température.
- Evitez les changements brusques de températures pour un aliment.
- Placer les produits dont la date limite de consommation est proche bien en vue dans le réfrigérateur de façon à les consommer rapidement.
- Dégivrer régulièrement votre réfrigérateur, car la formation de couche de glace épaisse diminue l'échange de chaleur entre l'évaporateur et l'intérieur du réfrigérateur. Ne pas faire cela entrainerait une plus forte consommation d'énergie.
- Préparer à l'avance une liste de course pour que l'exposition des produits pris soit le moins longtemps exposée à une température inadaptée.
- Lors de vos courses, utilisez des sacs iso-thermiques pour maintenir vos aliments au froid pendant le voyage.

## Chapitre 2 : Techniques potentielles de conditionnement frigorifique solaire

### 1. Introduction - réfrigération solaire

Les différentes avancées relatives aux systèmes de réfrigération solaire notamment utilisée pour la conservation de différentes denrées alimentaires ont vu le jour lors de ces dernières décennies. Ces systèmes frigorifiques solaires s'épanouissent sur plusieurs fronts technologiques (la sorption physique et chimique, la photovoltaïque (solaire électrique), la thermo-acoustique, les systèmes hybrides et la thermomécanique ...).

Dans cette partition on présentera les différentes technologies qui sont disponibles pour fournir la réfrigération de l'énergie solaire. Nous étalerons les technologies naissantes thermiques, quelques nouvelles solaires, et solaires électriques. Les systèmes thermiques solaires incluent l'absorption, l'adsorption, la thermomécanique et les solutions déshydratantes. Une comparaison est faite entre les différentes solutions du point de vue de l'efficacité énergétique et des possibilités économiques. Les systèmes solaires électriques et thermomécaniques semblent être plus chers que les systèmes thermiques de sorption. L'absorption et l'adsorption sont comparables en termes d'exécution mais les réfrigérateurs d'adsorption sont plus chers et plus encombrants que les réfrigérateurs d'absorption. On estime que tout le coût d'un système d'absorption de la LiBr-eau de simple-effet est le plus bas.

Le premier but est de donner une vue d'ensemble sur la situation actuelle des différentes technologies qui sont disponibles pour fournir la réfrigération de l'énergie solaire. À la différence de la plupart des articles synoptiques qui ont été limités au courant ascendant solaire, particulièrement technologies de refroidissement de sorption [*Lamp et Ziegler (1998)* ; *Li et Sumathy (2000)* ; *Grossman (2002)*], ce document est prévu pour donner une plus large vue d'ensemble comprenant solaire électrique, thermomécanique, la sorption et également quelques technologies nouvellement naissantes. Le deuxième but est de comparer le potentiel de ces différentes technologies en fournissant les solutions soutenables concurrentielles. Le statut commercial courant de différentes technologies solaires de réfrigération peut être rapidement regardé dans une comparaison des coûts initiaux de divers systèmes de refroidissement.

## 2. Réfrigération solaire électrique

Le système de réfrigération solaire électrique se base essentiellement sur les panneaux photovoltaïques et un dispositif électrique de réfrigération. Les piles solaires sont principalement des semi-conducteurs dont l'efficacité et le coût varient largement en dépendant du matériau et des procédés de fabrication avec lesquelles ils sont conçus. La majeure partie des piles solaires commercialisées sont disponibles sur le marché et fabriquées à partir du silicium (*figure 1*).

Dans l'équation (1), le rendement d'un panneau solaire est défini par le rapport de la puissance  $W$  (kilowatt) au produit de la surface du panneau solaire  $A_s$  ( $m^2$ ) et l'irradiation direct solaire  $I_p$  du faisceau du rayonnement ( $kW/m^2$ ).

$$\eta_{\text{sol-pow}} = \frac{W}{I_p \times A_s} = \frac{W}{Q_s} \quad \text{Eq. (1) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

Bien que des rendements plus élevés soient rapportés des laboratoires, un panneau solaire à rendement élevé s'est vendu dans le marché avec un coefficient d'efficacité d'environ 15% sous le soleil de midi en temps clair. Une étude sur les bâtiments intégrant les panneaux solaires a indiqué une efficacité globale de 10.3% [Fannee et al. (2001)]. Le prix d'un panneau solaire varie considérablement sur le marché. Par exemple, le prix au détail d'un panneau solaire en Allemagne varie entre 3€ et 7€ (Rechner solaire) par  $W_p$  (peak watt), ce qui veut dire production de 1W en dessous de 1  $kW/m^2$  du rayonnement solaire.

Le plus grand avantage d'employer les panneaux solaires pour la réfrigération est la construction simple et le rendement global élevé une fois combiné avec un système conventionnel de compression de vapeur. Un schéma de principe d'un tel système est donné dans la figure (1).

Dans la figure (2), le travail  $W$  est consommé par le compresseur mécanique pour produire la puissance de refroidissement  $Q_e$ . Le rendement de la machine de réfrigération est défini comme la puissance de refroidissement  $Q_e$  se divisant sur le travail reçu  $W$  :

$$\eta_{\text{pow-cool}} = \frac{Q_e}{W} \quad \text{Eq. (2) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$



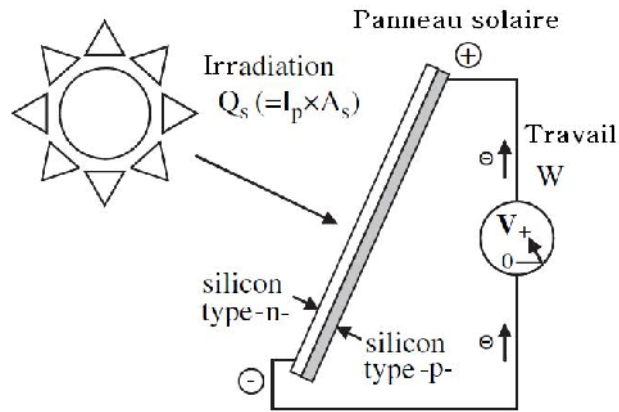


Figure 1 : Schéma d'un panneau solaire photovoltaïque [Kim et Infante Ferreira (2008)].

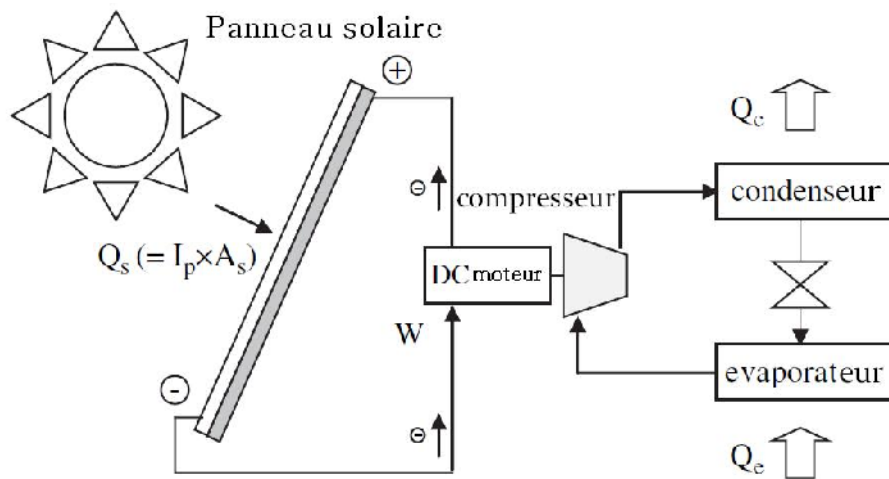


Figure 2 : Schéma d'un climatiseur solaire électrique à compression de vapeur [Kim et Infante Ferreira (2008)].

Le rendement du refroidissement solaire ou l'efficacité du système du refroidissement solaire électrique résulte du produit de la combinaison entre les rendements dans les équations (1) et (2) :

$$\eta_{sol-cool} = \eta_{sol-heat} \times \eta_{heat-pow} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad \text{Eq. (3) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

$\eta$  : COP (coefficient de performance) est un terme alternatif à l'efficacité utilisé en thermodynamique.

Les systèmes de réfrigération solaires électriques de compression de vapeur sont limités et seulement quelques systèmes sont trouvés en littérature. Plusieurs systèmes de réfrigération solaires électriques ont été conçus pour l'opération autonome et enfermés dans des enceintes standards [Rudischer et al. (2005)]. Les COP de refroidissement des machines de compression de

vapeur dans ces systèmes se sont étendus de 1.1 à 3.3 pour différentes températures d'évaporateur entre -5 et 15°C et les températures de condenseur entre 45 et 61 °C. Les modules photovoltaïques monocristallins et les vitesses variables des compresseurs ont été employés avec des batteries ou des générateurs comme support.

Il y a plusieurs défis dans la commercialisation plus large de ce type de systèmes. Premièrement, les systèmes devraient être équipés de quelques moyens pour faire face à la cadence de variabilité de production de l'électricité avec le temps, par exemple la pile électrique, utilisation associée au solaire et à l'énergie d'électricité ou à une capacité variable de compresseur. Deuxièmement, prochainement le prix d'un panneau photovoltaïque solaire devrait être encore diminué pour concurrencer d'autres technologies de refroidissement solaires. Si un panneau photovoltaïque solaire de rendement de 10% est combiné avec un climatiseur de compression de vapeur avec un COP de 3.0, l'efficacité globale sera de 30%. Ayant un prix unitaire du panneau solaire est de 5 €/Wp, D'où pour une production électrique solaire de 333 W pour 1 kilowatt de refroidissement, seul le panneau solaire coûterait 1700 €uros.

Sans compter que la compression de vapeur se refroidisse, quelques autres types de technologies électriques de réfrigération peuvent être employés en combinaison avec les panneaux solaires. Des éléments thermoélectriques sont réalisés des matériaux semi-conducteurs tels que les alliages de tellure de bismuth et de tellure d'antimoine ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  et  $\text{Sb}_2\text{Te}_3$ ). Puisqu'ils n'ont ni les pièces mobiles ni les réfrigérants et peuvent être rendus plus petits, ils ont été employés dans des réfrigérateurs à refroidissement électronique et des réfrigérateurs portatifs et dans des applications de l'espace comme le satellite et les vaisseaux spatiaux où la taille physique d'un système de refroidissement est extrêmement limitée. Le COP de ce système est couramment bas, s'étendant de 0.3 à 0.6. Les petits climatiseurs thermoélectriques avec quelques centaines de watts de capacité sont disponibles sur le marché.

Un réfrigérateur Stirling peut être relié aux panneaux solaires pour fournir le refroidissement. Bien qu'un cycle de Stirling idéal devrait fonctionner aussi efficacement que le cycle de Carnot, des COP des réfrigérateurs de Stirling sont inférieurs à ceux des contreparties de compression de vapeur. [Ewert et al. (1998)] a rapporté les résultats d'un petit essai (capacité de refroidissement maximum de 100W) piston libre d'un réfrigérateur Stirling. Le COP diminué de 1.6 à 0.8 tandis que la température (air-air) varie de 13 à 33 °K avec la température ambiante de 23 à 28 °C. [Berchovitz et al. (1999)] rapportait que le COP d'une machine similaire (capacité nominale 40 W), a diminué de 1.65 à 1.17 et une valeur décroissante de température du côté froid de -1.4 à -19.1 tandis que la température maintenue du côté chaud est entre 28.4 et 30.3 °C. Il y a beaucoup

de difficultés pratiques en développant un efficace réfrigérateur ou un climatiseur Stirling efficace. Des problèmes majeurs sont le COP bas et la densité de puissance limitée dues au pauvre transfert de chaleur entre les fluides de fonctionnement (la plupart du temps l'hélium) et les ambiances [Kribus (2002)]. Pour cette raison, seulement un petit réfrigérateur Stirling, où le rapport de surface et volume est relativement grand, est compétitif contre de petits réfrigérateurs domestiques de compression de vapeur.

Les machines thermo-acoustiques de réfrigération fonctionnant électriquement sont une autre option pour la réfrigération solaire. Ces machines utilisent les changements de pression dans l'acoustique dont les ondes transfèrent la chaleur entre deux réservoirs à différents niveaux de température. Le principe de fonctionnement est discuté dans l'institut américain de la physique (2004). Les rendements des systèmes de refroidissement thermo-acoustiques sont inférieurs à ceux des systèmes de compression de vapeur. [Poese et al. (2004)] a rapporté les performances d'un système de réfrigération d'une capacité de refroidissement de 119W conçu pour un bac de crème glacée de 200 litres. Le système a rapporté un COP de 0.81 avec un transfert de chaleur des températures du fluide avec des échangeurs de chaleur de 33.9°C et -24.6 °C. Ces figures de performance sont comparables à ceux des petits réfrigérateurs Stirling décrits ci-dessus. [Fischer et Labinov (2000)] ont mentionné le développement d'un dispositif de climatisation de 10 kilowatts atteignant un COP de 2.0 avec la température ambiante à 35 °C. Bien qu'un système thermo-acoustique ait une construction très simple sans la pièce mobile, la densité de puissance de refroidissement est basse et aucune machine n'a pu acquérir une capacité sobrement grande pour la climatisation.

Le refroidissement magnétique, qui a été longtemps usité dans la cryogénie, est également une possibilité. Récemment, quelques systèmes de réfrigération magnétiques de température ambiante à un aimant permanent ont été développés [Gschneider (2001) ; Shir et al. (2005) ; Gschneider (2001)] a démontré un COP global de 3.0 avec un réfrigérateur/congélateur magnétique rotatif. Hors cette technologie ayant un potentiel de surpasser la technologie conventionnelle de compression de vapeur, le coût du matériel magnétique est prohibitivement élevé (refroidissement de 1830\$/kW, gadolinium sans coût de traitement, [Fischer et Labinov (2000)] pour l'application pratique.

### **3. Réfrigération thermique solaire**

Les systèmes thermiques solaires emploient la chaleur solaire plutôt que l'électricité solaire pour produire l'effet de réfrigération. Les capteurs solaires de type plaque plane sont les plus

fréquemment utilisés, qui se composent d'un absorbeur métallique et d'une enceinte isolée complétés avec une feuille de vitrage. Les collecteurs sous vide ont moins de perte de chaleur et produisent mieux à des températures élevées. Les tubes à vide sont typiquement faits dans une conception de tube en verre, c'est à dire un absorbeur métallique inséré dans un tube en verre sous vide, pour résister à la différence de pression entre le vide et l'atmosphère. Fig. 3 montre les schémas de principe de ces deux collecteurs.

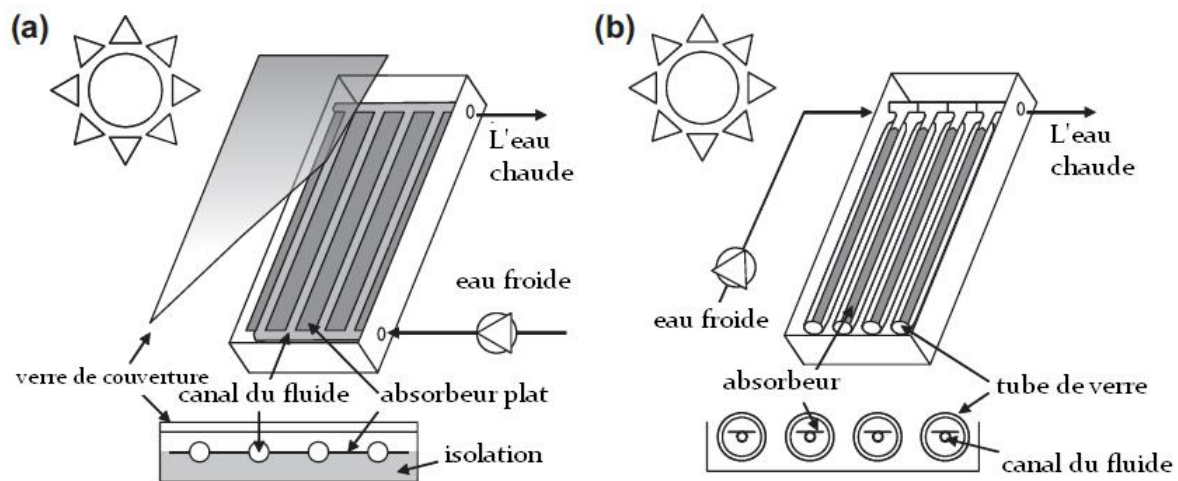


Figure 3 : Schémas de deux panneaux solaires plans [Kim et Infante Ferreira (2008)].

Un capteur solaire fournit de la chaleur au "moteur thermique" ou au " compresseur thermique " pour une éventuelle production de froid à la machine de réfrigération. Le rendement d'un capteur solaire est surtout déterminé par sa température de génération. À une température élevée de fonctionnement, le collecteur perd plus de chaleur à l'air ambiant et produit moins de chaleur. D'autre part, le moteur thermique ou le compresseur thermique fonctionne généralement plus efficacement avec une température plus élevée. Un système thermique solaire est conçu dans la considération de ces deux tendances en opposition.

### 3.1 Réfrigération thermomécanique

Dans un système de réfrigération thermomécanique solaire, un moteur thermique convertit la chaleur solaire en travail mécanique, qui conduit alternativement à un compresseur mécanique d'une machine de réfrigération de compression de vapeur. Un schéma de principe d'un système de refroidissement est montré dans la figure (4). Dans cette figure, le capteur solaire reçoit le rayonnement solaire  $Q_s$  [aire de la superficie ( $m^2$ ) multipliée par le rayonnement solaire  $I_p$  perpendiculaire à la surface (kilowatt/ $m^2$ )], voir l'équation (4). Du soleil où les fournitures calorifiques à la température  $T_H$  du collecteur vers un moteur thermique  $Q_g$  sur  $Q_s$  (Intensité du

rayonnement solaire par la surface du capteur) est le rapport définissant le rendement thermique d'un collecteur thermique solaire-chaueur.

$$\eta_{sol-heat} = \frac{Q_g}{I_p \times A_s} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad \text{Eq.(4) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

$\eta_{sol-heat}$  est inférieur à 1 dues aux pertes optiques et thermiques.

Un moteur thermique produit le travail mécanique  $W$  et rejette la chaleur  $Q_a$  à l'air ambiant à la température  $T_M$ . Le rendement du moteur,  $\eta_{heat-pow}$  est définit comme le travail fournit par chaleur reçue  $Q_g$  dans l'équation (5).

$$\eta_{pow-cool} = \frac{W}{Q_g} \quad \text{Eq.(5) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

Le travail mécanique  $W$  fait tourner le compresseur de la machine frigorifique pour dégager la chaleur  $Q_e$  de la charge de refroidissement à la température  $T_L$ . La chaleur résiduelle  $Q_c$ , qui est égale à la somme de  $Q_e$  et de  $W$ , est rejetée à l'air ambiant à la température  $T_M$ . Le rendement de la machine de réfrigération est le même que dans l'équation (2).

Alors l'efficacité globale d'un système de réfrigération thermomécanique solaire est donnée par les trois efficacités dans les équations (4), (5) et (2) comme suit :

$$\eta_{sol-cool} = \eta_{sol-heat} \times \eta_{heat-pow} \times \eta_{pow-cool} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad \text{Eq.(6) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

Les rendements maximums pour le moteur réel et la machine de réfrigération sont limités par ceux des cycles de Carnot fonctionnant aux mêmes températures.

Dans un système thermomécanique solaire, l'efficacité de la puissance du cycle de Carnot réalisée entre les températures  $T_H$  et  $T_M$  est donnée par :

$$\eta_{heat-pow}^{id} = \frac{T_H - T_M}{T_H} \quad \text{Eq.(7) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

Et le rendement du cycle de Carnot de réfrigération se fait entre  $T_M$  et  $T_L$  est donné par :

$$\eta_{pow-cool}^{id} = \frac{T_L}{T_M - T_L} \quad \text{Eq.(8) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

Le produit des deux rendements du cycle de Carnot dans les deux équations (7) et (8) donnent l'efficacité d'un moteur thermique pour une machine frigorifique débouchant entre les trois températures comme :

$$\eta_{\text{heat-cool}}^{\text{id}} = \eta_{\text{heat-pow}}^{\text{id}} \times \eta_{\text{pow-cool}}^{\text{id}} = \frac{T_L}{T_H} \left( \frac{T_H - T_M}{T_M - T_L} \right) \quad \text{Eq.(9) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$

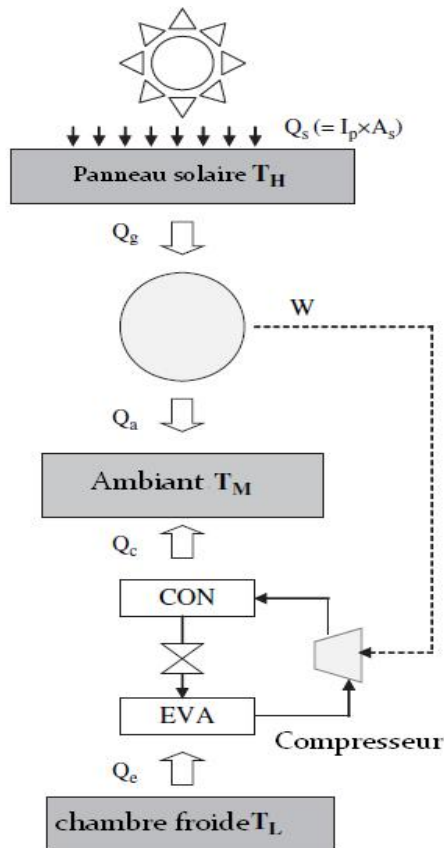


Figure 4 : système de réfrigération thermomécanique [Kim et Infante Ferreira (2008)].

La limite maximum du rendement concevable avec chaque moteur thermique réel de la machine de réfrigération fonctionne pour les mêmes températures. Dans le système solaire thermomécanique, l'efficacité du moteur thermique est d'une particularité intéressante. A cause de la température de la source de chaleur  $T_H$  qui varie dans différents projets, la performance du moteur réel est souvent comparée à celle du cycle de Carnot fonctionnant à la même température.

Le ratio de l'efficacité réelle sur le rendement de Carnot s'appelle : "la seconde loi de l'efficacité". C'est une mesure pour à apprécier une machine réelle opérant par rapport à une machine idéale.

Pour la génération de la puissance solaire, des moteurs de puissance de Rankine et de Stirling ont été fréquemment considérés. Des systèmes solaires de Rankine ont été activement étudiés dans les années 70 et les années 80. [Prigmore et Barber (1975)] ont conçu un cycle de Rankine organique

refroidi à l'eau basé sur R-113 pour produire le travail de turbine avec le rendement de 11.5% (58% seconde loi de l'efficacité) à partir de l'eau de 101.7 °C à partir des capteurs solaires. Quand l'efficacité du capteur solaire à 50% est assumée, le rendement de la puissance solaire est 5.8%.

Avec la température de source de chaleur plus élevée, un rendement plus élevé du moteur peut être réalisé. Dans le début des années 80, une centrale solaire de la cuvette ORC (cycle de Rankine organique) a été rapportée. Le système a employé un type de cuvette concentrant le collecteur et un cycle de puissance de Rankine de toluène. Un rendement maximal de chaleur-puissance de 24% (efficacité de seconde loi de 57%) a été atteint avec une température de fluide de transfert de chaleur de 268°C [Larson (1983)]. L'efficacité de génération de puissance plus élevée a été rapportée d'un système à grande échelle de production d'électricité solaire. La seule démonstration solaire a été équipée avec 35% de rendement(efficacité de seconde loi de 58%) une production d'électricité de Rankine guidée par système par la vapeur surchauffée de 516 °C du récepteur tour-montée sur laquelle le rayonnement solaire a été concentré par des milliers de miroirs de soleil cheminées sur terre [Stein et Geyer (2001)].

Si le cycle de Rankine à 24% d'efficacité fonctionnant à la température de 268°C est relié à un collecteur du dernier cri de cuvette d'aujourd'hui, par exemple EuroTrough [Geyer et al. (2002)] a un rendement de 67% à cette température, le système rendrait une efficacité à peu près identique à celle d'un panneau solaire électrique à rendement élevé (16%) sur le marché.

Des moteurs de Stirling également ont été activement étudiés pour la production d'électricité du soleil. Les moteurs de Stirling peuvent fonctionner très à une température élevée à ce qu'un moteur de Rankine ne peut le faire. Bien que l'approche de l'efficacité de cycle de Stirling qui d'un moteur de Carnot en théorie, les rendements des moteurs Stirling sont dans la gamme de 55-88% de l'efficacité de la deuxième loi [Reader et Hooper (1983)]. Une efficacité de chaleur à l'électricité de 41% ( 57% efficacité de seconde loi) a été rapportée [Stein et Diver (1994)] pour des moteurs Stirling. Son succès dans cette application solaire particulière est attribué à son opérabilité à hautes températures (la température de gaz au dessus de 700°C) et de conception relativement simple. La capacité maximum d'un moteur Stirling est pratiquement limitée par le fait que son rendement diminue avec l'augmentation de la capacité, ce qui veut dire rapport décroissant du ratio de surface-à-volume.

Pour qu'un système de réfrigération thermomécanique solaire soit concurrentiel, la combinaison d'un capteur solaire et d'un moteur thermique devrait au moins être comparable à un panneau solaire électrique en termes de prix. Assumant un rendement de Carnot de 60% de la machine

fonctionnant à 150°C de température de source et de 28 °C de température d'enceinte, le rendement chaleur-puissance de ce moteur sera de 17%. Parmi le type de non-concentration capteurs solaires, seulement un certain type de collecteurs de tube évacués peut fonctionner efficacement à 150 °C. Un collecteur de tube sous vide de haute performance fonctionnant avec un rendement de 60% à 150°C est disponible au prix de 771€/m<sup>2</sup> [Sydney SK-6, Henning,(2004)]. Si ce collecteur est combiné avec le moteur thermique, son rendement solaire-puissance serait de 10%. Pour 1 m<sup>2</sup> de capteur solaire, le travail de 100 W sera produit au-dessous de 1 kW/m<sup>2</sup> de rayonnement solaire. Par conséquent le prix du collecteur pour produire du travail est d'un coût exclusif de chaleur de moteur de 7.71€/W. C'est plutôt haut comparé au prix d'un panneau solaire électrique sur le marché courant (3€7€/Wp, Solar Rechne). Un système de réfrigération thermomécanique solaire est plus cher par rapport à un système de réfrigération solaire électrique.

### 3.2 Réfrigération par sorption

La réfrigération par sorption utilise l'attraction physique ou chimique entre une paire de substances pour produire l'effet de réfrigération. Un système de sorption a des possibilités uniques de transformer l'énergie thermique directement en puissance frigorifique. Parmi les paires ou les couples de substances, la substance avec la plus basse température d'ébullition s'appelle le sorbat et l'autre s'appelle le sorbant. Le sorbat qui joue le rôle du réfrigérant ou du fluide frigorigène.

La figure 5 représente le diagramme schématique d'un système de réfrigération par sorption à cycle fermé. Le composant où la sorption a lieu est dénotée comme absorbeur et celui où la désorption a lieu est dénoté comme générateur. Le générateur reçoit la chaleur  $Q_g$  du capteur solaire pour régénérer le sorbant qui a absorbé le réfrigérant (sorbit) dans l'absorbeur. La vapeur réfrigérante produite dans ce processus est condensée dans le condenseur en rejetant de la chaleur de condensation  $Q_c$  à l'air ambiant. Le sorbant régénéré du générateur est renvoyé à l'absorbeur, où le sorbant absorbe la vapeur réfrigérante de l'évaporateur en rejetant la chaleur de sorption  $Q_a$  à l'air ambiant. Dans l'évaporateur, le réfrigérant liquéfié du condenseur s'évapore en absorbant la chaleur  $Q_e$  de l'enceinte frigorifique. Dans un système d'adsorption, chacun des lits adsorbants alterne la fonction de générateur et d'absorbeur due à la difficulté de transporter le sorbant solide de l'un à l'autre. Dans les machines de réfrigération de sorption, le rendement simple chaleur-refroidissement est souvent définie par :

$$\eta_{\text{sol-pow}} = \frac{Q_e}{Q_g \times W_{el}} \quad \text{Eq.(10) [Kim et Infante Ferreira (2008)].}$$



Où  $W_{el}$  comme dénominateur désigne le travail électrique. Ce rendement, aussi appelé le COP, est souvent comparé au rendement idéal dans l'équation (9) pour mesurer comment le rendement du système dévie du rendement idéal.

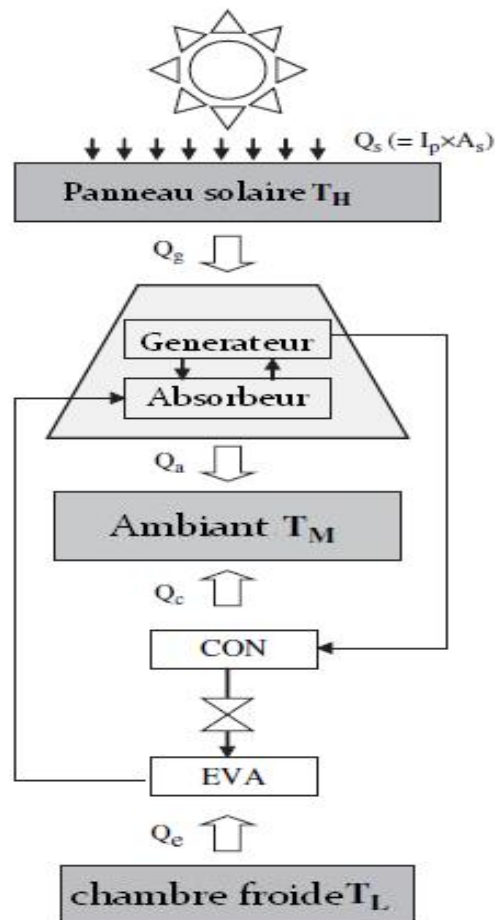


Figure 5 : Système de réfrigération par sorption [Kim et Infante Ferreira (2008)].

L'absorption se réfère à un processus de sorption dans lequel un liquide ou un sorbant solide absorbe les molécules réfrigérantes dans son intérieur et change physiquement et/ou chimiquement dans le processus. L'adsorption, d'une part, implique un sorbant solide qui attire les molécules réfrigérantes sur sa surface par des forces physique ou chimique sans changement de sa forme dans ce processus.

La dessiccation se rapporte à un processus de sorption où un sorbant, qui est un déshydratant, absorbe l'humidité de l'air humide. Ce processus est adopté dans les cycles ouverts de sorption, qui sont classifiés selon dans un cycle dessicant liquide ou un solide dépendant de la phase du cycle exploité.

### 3.2.1 Absorption

La réfrigération d'absorption a été plus souvent adoptée pour la réfrigération solaire. Elle exige très légère ou aucune puissance électrique et, pour la même capacité, les dimensions physiques d'une machine d'absorption sont moins encombrantes que ceux pour une machine d'adsorption due au coefficient de transmission de chaleur élevé de l'absorbant. En outre, la fluidité de l'absorbant donne une plus grande flexibilité en réalisant une machine plus compacte et/ou plus efficace. Le tableau 1 récapitule les détails d'un certain nombre d'études liées à la réfrigération solaire par absorption.

En plus du listing du tableau 1, des études énumérées se reportant sur avec l'inclusion des cycles d'absorption variés [*Chinnappa et Martin (1976)* ; *Sofrata et al. (1981)* ; *Ziegler et al. (1993)* ; *Alizadeh (2000)* ; *Goktun et Er (2001)*] et de différents paires de travail [*Sawada et al. (1994)* ; *Romero et al. (2001)* ; *Arivazhagan et al. (2005)*].

La technologie courante d'absorption peut fournir de diverses machines d'absorption avec des COP s'étalant de 0.3 à 1.2. Le choix d'une machine de refroidissement d'absorption dépend principalement de l'exécution du capteur solaire à adopter. Pour les capteurs solaires capables efficacement du travail à environ 150°C, les réfrigérateurs de la LiBr-eau à double-effet avec des COP autour de 1.2 sont disponibles pour la climatisation. Pour la réfrigération, des réfrigérateurs de l'eau d'ammoniaque GAX avec des COP autour de 0.8 peuvent être envisagées. Le milieu de transfert de chaleur peut être un liquide avec une température à haute ébullition ou vapeur. Une haute performance des tubes sous vide ou des collecteurs à type de concentration peuvent être pris en considération. Selon le Collector Catalogue (2004), un collecteur à tube sous vide à 40% de rendement efficace, à ce niveau de température il coûte 600€ à 700€/m<sup>2</sup> (secteur brut). Pour les collecteurs moins chers fonctionnant à environ 90°C, une LiBr-eau à simple-effet ou une machine d'absorption à eau-ammoniaque avec un COP entre 0.6 et 0.8 peut être appréciée. Le prix d'un capteur solaire varie considérablement dans cette température ambiante. Le prix d'un collecteur à un rendement de 50% avec 90°C s'étend entre 300€ et 600€/m<sup>2</sup>. Il doit noter que les rendements des capteurs solaires inventoriés ci-dessus sont seulement indicatifs et les efficacités réelles dépendront de la température de l'air ambiant et du rayonnement solaire.

### 3.2.2 Adsorption

Le phénomène d'adsorption a été découvert en 1711 [*Fantana et Schelle*]. Ce phénomène (figure 6) rend compte de la fixation de molécules de gaz (espèce adsorbable ou adsorbat) sur la surface du solide (adsorbant) au moyen de l'augmentation de la concentration des molécules de

ce gaz à la surface du solide par rapport à la quantité totale initiale du gaz, sans modifier le volume de l'adsorbant.

Cette métamorphose dépend surtout de plusieurs propriétés physiques (porosité, surface spécifique) et chimique (acidité) et de la nature des molécules adsorbées. Le gaz ne subit pas de transformation chimique, le solide conserve son intégrité physique et sa structure cristallographique, en particulier il n'y a pas de gonflement du solide. Cet événement s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle chaleur isostérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions:

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

L'adsorption d'un gaz par un solide se base sur de trois phases : phase gazeuse (molécules de gaz), phase adsorbée (l'adsorbat) formée de molécules adsorbées à la surface et phase solide qu'est l'adsorbant.

Le processus inverse, par lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide s'en détachent, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la désorption, ce dernier se traduit par la diminution de la concentration des molécules de gaz à la surface par rapport à la concentration totale du gaz adsorbé. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur.

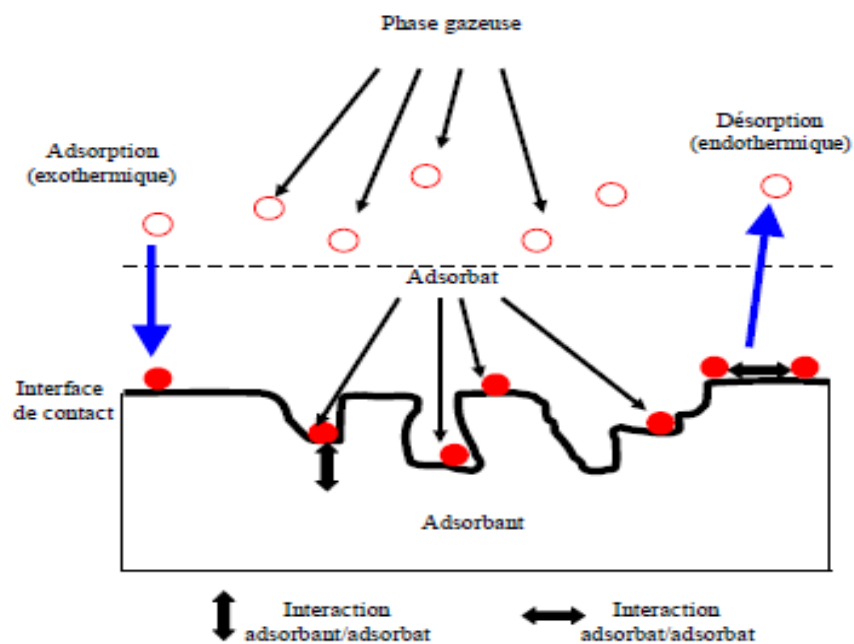


Figure 6 : Phénomène d'adsorption [Chekirou (2008)].

### 3.2.2.1 Adsorption physique

Les adsorbants comme la zéolite, le silicagel, le charbon actif et l'alumine sont les adsorbants physiques ayant les structures fortement poreuses avec des rapports de surface-volume dans l'ordre de plusieurs centaines qui peuvent sélectivement attraper et contenir des réfrigérants. Une fois saturés, ils peuvent être régénérés simplement en étant chauffés. Si un adsorbant et un réfrigérant sont contenus dans la même enceinte, l'adsorbant maintiendrait la pression en adsorbant le réfrigérant d'évaporation. Le processus est intermittent parce que l'adsorbant doit être régénéré quand il est saturé. Pour cette raison, multiples lits d'adsorbants sont requis pour l'opération continue.

Les couples de fonctionnement utilisés sont spécialement le charbon actif et le méthanol ou l'ammoniaque [Pons (1986) ; Wang et al. (1997) ; Wang et al. (2000) ; Critoph (2002)] et gel de silice-eau [Grenier et al. (1988) ; Hildbrand et al. (2004)]. La technologie solaire courante d'adsorption peut fournir une production quotidienne de glace de 4-7 kilogrammes par mètres carrés d'unité de capteur solaire avec un COP solaire- refroidissement entre 0.1 et 0.15 [Wang et al. (2005)]. Récemment, plusieurs réfrigérateurs de petite capacité d'adsorption avec gel de silice-eau ont été développés pour la climatisation solaire [Saha et al. (2001) ; Nunez et al. (2004) ; Liu et al. (2005)]. Des capacités de refroidissement ont été rapportées entre 3.2 et 3.6 kilowatts. Les COP se sont étendus de 0.2 à 0.6 avec des températures de chauffage de 55 à 95 °C. À la différence des systèmes communs de simple-étage double-lit, [Saha et al. (2001)] a développé une machine double-étage de quatre-lit de cycle pour employer de très basse température. La machine a produit 3.2 kilowatts de refroidissement avec un COP de 0.36 pour l'eau chaude de 55 °C.

Actuellement, il y a deux fabricants importants des réfrigérateurs d'adsorption [Saman et al. (2004)]. Leurs machines sont toutes basées sur le couple de silicagel-eau avec des capacités de refroidissement entre 70 et 350kW [Wang et Oliveira (2005)]. Selon les spécifications du fabricant (HIJC USA Inc.), un de leurs modèles produit 72 kilowatts se refroidissant à partir de l'eau 90°C chaude avec le COP de 0.66 quand l'eau de refroidissement est fournie à 29 °C.

Le poids d'opération est de 5.5 tonnes et ses dimensions sont 2.4 x 3.6 x 1.8 m<sup>3</sup>. Un des modèles de réfrigérateur d'absorption de couple LiBr-eau à simple-effet disponible sur le marché fournit 70kW de puissance frigorifique à partir de l'eau 88°C chaude avec un COP de 0.7 quand la température de l'eau de refroidissement est le 31°C (Yazaki Energy Systems Inc.). Son poids d'opération est de 1.2 tonne et ses dimensions sont 2 x 1.1 x 1.3 m<sup>3</sup>. Le réfrigérateur d'adsorption

est 4.6 fois plus lourd et 5.4 fois plus encombrant que le réfrigérateur d'absorption. Le problème majeur lié à la technologie d'adsorption est sa basse densité de puissance de refroidissement.

Pour une puissance de refroidissement spécifique élevée, de diverses idées ont été essayées comprenant l'utilisation des surfaces prolongées telles que des échangeurs de chaleur à plaque-fine [Liu et al. (2005) ; De Boer et al. (2005)], échangeurs de chaleur adsorbant-induits [Talter et Erdem-Sxenatarlar (2000) ; Wojcik et al. (2001)], adsorbants composés consolidés [Tamainot-Telto et Critoph (1997) ; Poyelle et al. (1999) ; Wang et al. (2004)].

Les réfrigérateurs d'adsorption semblent être comparables aux réfrigérateurs d'absorption en termes de COP maximum réalisable. Mais leurs densités de puissance de refroidissement sont inférieures. La technologie d'adsorption peut être concurrentielle dans de grands systèmes de refroidissement solaires où sa faible densité de puissance n'est pas un problème. Pour les systèmes de refroidissement solaires de petite ou moyenne tailles, elle tend à être trop encombrante et chère [Saman et al. (2004)].

### 3.2.2.2 Adsorption chimique

L'adsorption chimique est caractérisée par la liaison chimique forte entre l'adsorbant et l'adsorbat. Par conséquent il est plus difficile de renverser les molécules adsorbées que dans l'adsorption physique et surtout en exigeant plus d'énergie à enlever.

En général l'adsorbant chimique le plus utilisé dans les applications de refroidissement solaires a été le chlorure de calcium ( $\text{CaCl}_2$ ). Le chlorure de calcium adsorbe l'ammoniaque pour produire  $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$  et l'eau pour produire  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$  [Wang et al. (2004)]. Il a été également employé ainsi que d'autres adsorbants physiques comprenant quelques silicates [Tokarev et al. (2002) ; Restuccia et al. (2004)].

[Tokarev et al. (2002)] a développé une matière composite en imbibant le chlorure de calcium dans MCM-41 (un silicate) la matrice.

Un COP de 0.7 était faisable avec les températures de condenseur et de génération respectivement  $40^\circ\text{C}$  et  $110^\circ\text{C}$ . [Restuccia et al. (2004)] a développé un réfrigérateur basé sur une matière composite semblable avec un COP de 0.6 à la température de condenseur de  $35^\circ\text{C}$  et à la température de génération entre  $85$  et  $95^\circ\text{C}$ .

La réfrigération d'hydrure métallique adopte l'hydrogène comme réfrigérant. L'intérêt pour des systèmes de réfrigération d'hydrure métallique augmente pour leur intégration dans les systèmes

hydrogène remplis de combustible. Un système de réfrigération de base de deux-lit, un lit est complété de l'hydrure à haute température et l'autre est chargé de l'hydrure à basse température. En mode de recharge, le lit à haute température est chauffé pour libérer l'hydrogène tandis que le lit à basse température est refroidi pour absorber l'hydrogène. Quand le lit à haute température est refroidi en mode de refroidissement, de l'hydrogène est libéré de la création à basse température de lit créant l'effet thermique en absorbant la chaleur. Les issues des recherches sur la réfrigération d'hydrure en métal sont fondamentalement identiques que les autres technologies d'adsorption comprenant le perfectionnement du transfert de refroidissement spécifique de capacité et de chaleur dans les lits.

L'entraînement de la température d'un système en un seul stage commence à partir aussi du bas comme 80°C selon l'hydrure et la température de rejet de la chaleur. Les COP des systèmes en un seul stage sont à proximité de 0.5 [Gopal et Murthy (1995) ; Hovland (2002)].

Système	Avantages	Inconvénients
Absorption	<p>Seule une partie mobile (pompe) avec la possibilité de ne pas utiliser aucune pièce mobile.</p> <p>Un petit système à température relativement faible coté générateur de chaleur.</p>	<p>Bas COP.</p> <p>Il ne peut pas atteindre une température d'évaporation très faible.</p> <p>Le système est assez compliqué.</p>
Adsorption	<p>Pas de partie mobile (exception la valve).</p> <p>Basse température de fonctionnement peut être réalisée.</p> <p>COP thermique est très élevé par rapport à d'autres systèmes qui utilisent la chaleur.</p>	<p>Poids lourd et une mauvaise conductivité thermique de l'adsorbant.</p> <p>Pour de grande capacité, il peut causer des problèmes à long terme.</p> <p>L'exigence de basse pression de fonctionnement le rend difficile à parvenir à l'étanchéité de l'air.</p> <p>Très sensible à basse température en particulier la baisse de température pendant la nuit c'est un système intermittent.</p>

Tableau 1 : Comparatif des avantages et inconvénients entre les deux systèmes de sorption [Fan, Luo et al. (2007)].

Tableau 2 : Vue d'ensemble des études de réfrigération solaire à absorption (travail de synthèse réalisé par [Kim et Infante Ferreira (2008)]).

Références	Applications	$Q_e$ [kW]	$A_s$ [m <sup>2</sup> ]	$\eta_{heat-cool}$ [-] <sup>d</sup>
LiBr-H <sub>2</sub> O à simple effet				
Lof et Tybout (1974), Ward et Lof (1975), Hattem et Data (1981)	Refroidissement/ Échauffement d'espace Refroidissement d'espace	4	36 <sup>a</sup>	0,11
Al-Karaghoulis <i>et al.</i> (1991)	Refroidissement d'espace	210	1577 <sup>b</sup>	0,31
Best et Ortega (1999)	Refroidissement d'espace	90	316 <sup>a</sup>	0,26-0,36
Izquierdo <i>et al.</i> (2005)	Refroidissement d'espace	35	49,9 <sup>a</sup>	0,34
Storckenmaier <i>et al.</i> (2003), Safarik <i>et al.</i> (2005)	Prototype de refroidisseur Prototype de refroidisseur	10 16	0,37	0,37 0,40
LiBr-H <sub>2</sub> O à double effet				
Ishibashi (1979), Lamp et Ziegler (1998)	Prototype solaire assisté par un système à combustion.			
Lokurlu et Muller (2005)	Refroidissement/génération de vapeur à 144°C	140	180 <sup>f</sup>	0,5-0,6
Gutiérrez (1988), Kunze (2000), Jakob <i>et al.</i> (2003)	prototype diffusion absorption	<2,5		0,1-0,25
Shiran <i>et al.</i> (1982), McLinden et Klein (1983), Alvares et Trepp (1987), Best et Hernandez (1991), ARTISC (2003)	Réfrigération / pompe à chaleur			
SACE (2003)	Refroidissement de Vin	10	100 <sup>a</sup>	
Richter et Safarik (2005)	Refroidissement d'espace	15		0,27

<sup>a</sup> panneau plan.

<sup>b</sup> panneau a tube d'évacuation (N° de tube).

<sup>c</sup> panneau creux (ouverture).

<sup>d</sup> Lorsque cela n'est pas donné, l'efficacité du capteur de 0,50 a été utilisé.

<b>Attribut</b>	<b>Refroidisseur à Adsorption</b>	<b>Refroidisseur à Absorption</b>
<b>Maintenance et entretien</b>	*Remplacement de pompe à dépression si besoin (Recommandé chaque 05 ans), *Nettoyage annuel de tubes de condenseur *Coût d'entretien annuel près de 5000\$/an.	* Besoin de contrôle continu avec entretien: 1/ Analyse liquide (indication de remplacement ), 2/ Pompes et Réservoir d'eau chaude, 3/ Commandes de contrôle et régulation, 4/ Remplacement d'échangeurs(corrosion), * Coût d'entretien de 20000 \$ à 30 000\$/ Année.
<b>Continuité d'exécution des processus cycliques</b>	<b>Plus de 8000 hrs d'exécution par An</b>	<b>Arrêt journalier pour maintenance de dilution de solution</b>
<b>Durée de vie du Couple Adsorbant</b>	<b>Durée de vie du Silica-gel Jusqu'à 30 ans</b>	<b>Durée de vie de 7 à 9 ans avec exploitation normale</b>
<b>Conditions et valeurs d'Eau Chaude</b>	<b>Continuellement variable, de 50 à 96 °C ou plus.</b>	<b>Variation étroite contrôlée entre 82 à 100 °C ou plus.</b>
<b>Conditions et valeurs d'Eau froide</b>	<b>De 29 à 4.5 °C, Températures basses augmente capacité du système.</b>	<b>Intervalle de 18 à 29 °C utilisant une vanne de contrôle.</b>
<b>Remplacement de sorbat fréquemment</b>	<b>Pas Nécessaire.</b>	<b>Chaque 4 à 5 années.</b>
<b>Péremption de durée de vie du système</b>	<b>Pas de conditions spéciales de disposition.</b>	<b>Soucis de matériaux dangereux et procédures de disposition requises.</b>

Tableau 3 : Comparaison commerciale entre les systèmes solaire d'absorption et d'adsorption  
(Power Partners, Inc. ECO-MAX Chillers).

### 3.2.3 Refroidissement déshydratant

Le refroidissement ouvert de sorption s'appelle généralement refroidissement déshydratant parce que le sorbant est employé pour déshydrater l'air. Les divers déshydratants sont disponibles dans des phases liquides ou solides. Principalement tous les sorbants absorbent de l'eau et peuvent être utilisés comme déshydratants. Les exemples sont silicagel, alumine activée, zéolite, LiCl et LiBr.

Dans un système de refroidissement déshydratant liquide, le déshydratant liquide circule entre un absorbeur et un régénérateur dans la même voie comme dans un système d'absorption. La différence principale est que la température d'équilibre d'un déshydratant liquide est déterminée non pas par la pression totale mais par la pression partielle de l'eau dans l'air humide au auquel la solution est exposée. Un système déshydratant liquide typique est montré dans la figure (7). Dans le déshumidificateur de cette dernière, une solution concentrée est pulvérisée au point A au-dessus du serpentin de refroidissement au point B tandis que de l'air ambiant de retour au point 1 est soufflé à travers le jet. La solution absorbe l'humidité de l'air est aussi simultanément refroidie par le serpentin de refroidissement. Les résultats de ce processus sont l'air sec frais au point 2 et la solution diluée au point C. Ensuite un post-refroidisseur refroidit ce courant d'air plus loin. Dans le régénérateur, la solution diluée du déshumidificateur est pulvérisée au dessus du serpentin de



chauffage au point E qui est relié au capteur solaire et l'air ambiant au point 4 est soufflé à travers le jet de la solution. Une certaine eau est enlevée de la solution diluée par l'air tandis que la solution est chauffée par le serpentin de chauffage. La solution concentrée résultante est collectée au point F et de l'air humide chaud est rejeté à l'air ambiant au point 5. Un échangeur de chaleur de récupération préchauffe la solution diluée fraîche du déshumidificateur usant de la chaleur résiduelle de la solution concentrée chaude du régénérateur, ayant pour résultat un haut rendement.

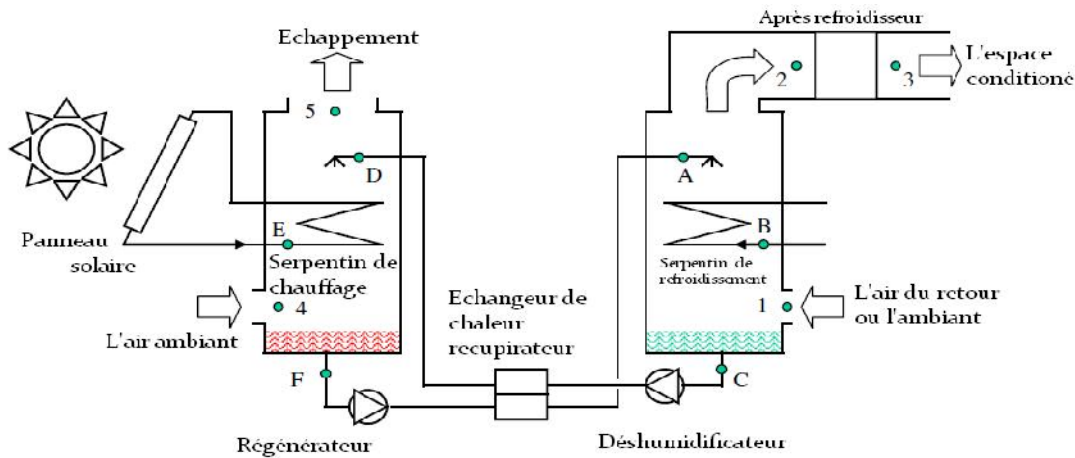


Figure 6 : Refroidissement à dessiccation liquide avec capteur solaire [Kim et Inf. Ferr.(2008)].

Un système de refroidissement déshydratant solide est très différent dans sa construction essentiellement due à son déshydratant de non-fluide. La figure (8) montre un exemple d'un système de refroidissement déshydratant solide d'un capteur solaire. Le système a deux roues à rotation lentes et de plusieurs autres composants entre les deux courants d'air et derrière un espace conditionné. L'air de retour de l'espace conditionné d'abord passe par un refroidisseur évaporatif direct et entre dans la roue d'échange thermique avec une température réduite (A B). Il refroidit un segment de la roue d'échange thermique qu'il traverse (B C). Ce résultat de courant d'air chaud et humide est encore chauffé à une température élevée par la chaleur solaire dans le serpentin de chauffage (C D). D'où un air chaud et humide est régénéré de la roue déshydratante et est rejeté à l'air ambiant (D E). De l'autre côté, l'air frais ambiant fait entrer la partie régénérée de la roue déshydratante (1 2). L'air sec et chaud sort de la roue comme résultat de la déshumidification. Cet air est refroidi par la roue d'échange thermique à une certaine température (2 3) Selon le niveau de température, il est directement fourni à l'espace ou encore conditionné, refroidi dans un post-refroidisseur (3 4). Si aucun post-refroidisseur n'est utilisé, l'effet de refroidissement est créé seulement par la roue d'échange thermique, laquelle a été précédemment refroidie par l'air humide de retour au point B de l'autre côté. La température au

point 3,  $T_3$ , ne peut pas être inférieure à la  $T_b$ , qui est en retour est une fonction de d'air de retour conditionné au point A.

D'un point de vue thermodynamique, le processus de déshumidification n'est pas beaucoup différent d'un processus fermé de sorption. Négliger l'enthalpie change le flux d'air, la même chaleur sera exigée pour enlever 1 kilogramme d'eau d'un sorbant sans se préoccuper qu'il est dans une enceinte manométrique ou il est dans un courant d'air humide. Par conséquent, en principe, l'efficacité d'un système déshydratant ouvert est semblable en contre partie à celui du système fermé. Par exemple, le rendement de 0.7 était faisable avec un système de refroidissement déshydratant solide sous des conditions d'action normales [Henning (2004)]. Des COP semblables ont également été rendus pour les déshumidificateurs liquides [Matsushita et al. (2005)]. Mais dans la pratique, le rendement varie considérablement selon des conditions fonctionnement.

Un système de refroidissement déshydratant est réellement un système complet (HVAC : Chauffage, Ventilation et Conditionnement d'Air) qui a des dispositifs de ventilation, d'humidité et de contrôle de température dans une canalisation. Par conséquent c'est inadéquat à comparer un système de refroidissement déshydratant à des composants tels que des réfrigérateurs. La déshumidification déshydratante offre une commande d'humidité plus efficace que les autres technologies. Quand il y a une grande demande de ventilation ou de déshumidification, la déshumidification déshydratante à capteur solaire peut être une très bonne option.

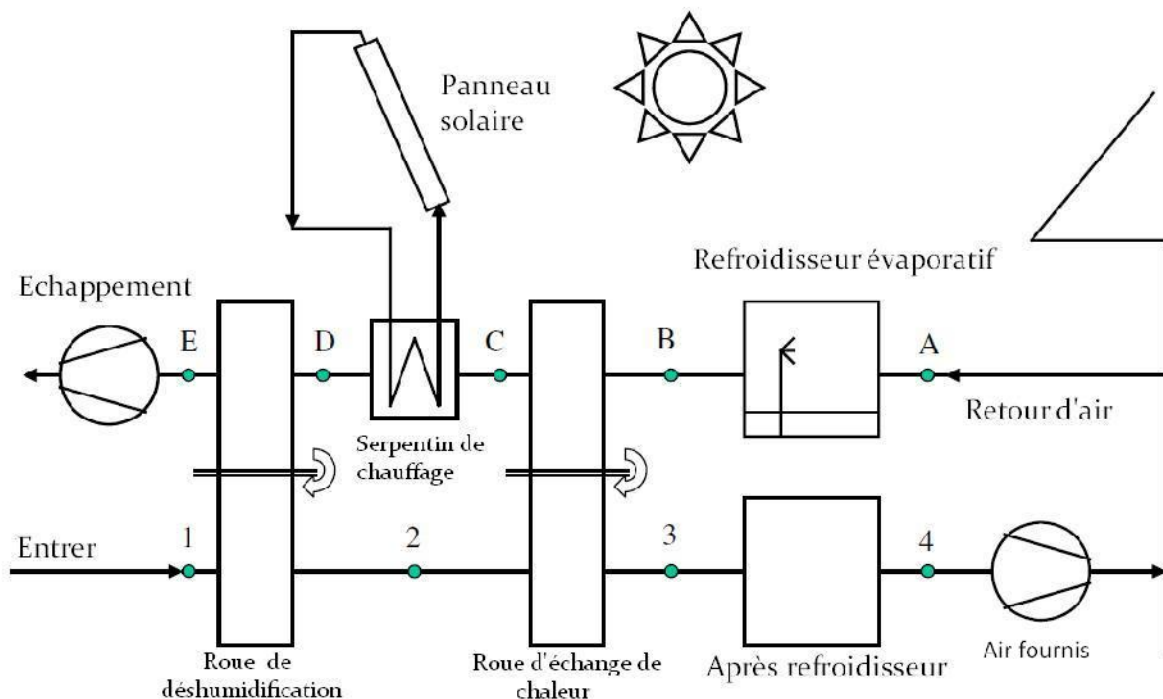


Figure 7 : Refroidissement à dessiccation solide avec capteur solaire [Kim et Infante Ferreira (2008)].

#### 4. Autres technologies

La réfrigération électrochimique est un nouveau concept, qui utilise les effets thermiques des réactions électrochimiques réversibles telles que dans une cellule électrochimique réversible. Ce nouveau concept de réfrigération est basé sur l'idée qu'une cellule électrochimique réversible qui libère la chaleur quand la tension est appliquée absorberait la chaleur quand la tension est renversée [Gerlach et Newell (2003)]. Cette technologie est très jeune et actuellement étant étudiée pour sa praticabilité technique.

La technologie de réfrigération d'éjecteur a été adoptée pour la climatisation des trains et des grands bâtiments [Garris et al. (1998)]. Avec une température de générateur entre 85 et 95°C, les COP rapportés sont dans la gamme de 0.2 à 0.33 pour une température de condenseur entre 28 et 32°C [Murthy et al. (1991) ; Nguyen et al. (2001) ; Alexis et Karayiannis (2005)]. Bien que [Balaras et al. (2007)] ait rapporté un rendement (COP) beaucoup plus élevé de 0.85 pour une usine pilote d'éjecteur de vapeur, cette performance relativement haute était seulement possible avec une température de source de chaleur à 200°C. [Noeres (2006)] très récemment a rendu compte des possibilités pour l'évolution ultérieure de la production combinée de la chaleur, de froid et de la production d'énergie électrique avec le jet de vapeur d'un refroidisseur à éjection. Bien que la construction simple des systèmes d'éjection soit un grand avantage, leur COP rend la concurrence difficile avec les autres technologies du moteur thermique. [Garris et al. (1998) ; Fischer et Labinov (2000)] ont considéré peu probable que le rendement pourrait être améliorée à un niveau concurrentiel dû à la dissipation d'énergie inévitable dans le mécanisme fonctionnant des éjecteurs conventionnels.

Une série variée de systèmes combinés ou hybrides ont été également étudiés. En combinant sélectivement différentes technologies, la création de nouvelles fonctions ou leur perfectionnement d'exécution ont été prévu. Ces systèmes sont généralement plus complexes et plus chers.

#### 5. Récapitulatif et conclusion sur la réfrigération solaire accessible

Bien que plusieurs technologies solaires de réfrigération soient considérées mûres, jusqu'à ce qu'aujourd'hui, toute la capacité de refroidissement des dispositifs de climatisation solaires en Europe soit seulement 6 MW [Nick-Leptin (2005)]. Bien que chaque technologie ait ses propres aspects positifs et négatifs, le coût initial élevé est un problème commun.

Suffisamment différents dans la maturité technique et le statut commercial, les diverses technologies solaires de réfrigération épluchées précédemment et sont comparées en termes d'exécution et de coût initial dans figure (9). Les trois dernières colonnes indiquent le coût spécifique des panneaux solaires photovoltaïques, et le coût spécifique des capteurs solaires thermiques en plus des coûts spécifiques du moteur thermique de réfrigération. Puisque les réfrigérateurs existants basés sur ces technologies diffèrent largement dans la capacité de refroidissement s'étendant de dizaines à plus important de watts, les valeurs des efficacités et de prix de revient unitaire clarifiés dans cette figure qui sont indicatives et dépendront de la température de l'air ambiante et du rayonnement solaire.

On assume que des systèmes solaires électriques sont équipés des panneaux 10%-efficient photovoltaïques solaires avec un prix unitaire à 5€/Wp (Rechner solaire). Ces panneaux solaires convertissent un rayonnement solaire de 1000 W/m<sup>2</sup> avec 100W de l'électricité et les divers réfrigérateurs électriques transforment cette énergie électrique en puissance de refroidissement selon leurs COP spécifiques. Le réfrigérateur magnétique est comparable à celui de compression de vapeur en termes de coût du panneau solaire. Aucune autre technologie de refroidissement électrique n'est actuellement concurrentielle avec la technologie de réfrigération de compression en termes de coût total.

Un capteur solaire assure 50% à 200°C et celui d'un moteur thermique assume 20% (efficacité de loi de 56% seconde). Parmi les capteurs solaires de non-cheminement, un type collecteur de Sydney, qui sont les tubes d'évacuation avec les absorbeurs cylindriques et les concentrateurs de CPC (CA 600 €/m<sup>2</sup>, catalogue de collecteur, 2004), peuvent satisfaire cette application. Le coût pour un système thermomécanique est plus grand que celui d'un système solaire électrique équivalent même sans coût de moteur. Un système thermomécanique solaire n'est pas susceptible d'être meilleur marché qu'un système solaire électrique en termes de coût d'opération l'un ou l'autre.

Parmi les systèmes thermiques solaires montrés, un réfrigérateur d'absorption à LiBr-eau de double effet exige la température motrice la plus élevée à 150°C. Un collecteur évacué à 50% d'efficacité, de tube à cette température, coûterait approximativement 550 €/m<sup>2</sup> (catalogue de collecteur, 2004) et le coût de 300 €/kW de cooling [Peritsch (2006)] d'un réfrigérateur de LiBr-eau de double effet. Le reste des réfrigérateurs thermiques sont équipés d'un collecteur plat à 50% de rendement et 90°C, coûte 250€/m<sup>2</sup> (catalogue de collecteur, 2004). Le coût d'un réfrigérateur d'absorption de LiBr-eau de simple effet est estimé à 400€/kW cooling [Peritsch, (2006)] et celui d'un réfrigérateur à adsorption un seul étage est environ 500€/kWcooling prévu (ECN, 2002).

Bien qu'un réfrigérateur d'éjecteur coûte moins que les autres réfrigérateurs de sorption, son bas COP coûterait plus pour les capteurs solaires. Un système déshydratant coûterait plus que les autres de sorption dus au besoin de manipuler de grandes quantités d'air et d'eau. L'absorption de LiBr-eau de double effet et les systèmes en un seul étage d'adsorption sont comparables en terme de coût total environ 1200€/kW.

Aussi avec des hypothèses idéales fondées, il est clair que les systèmes solaires électrique et thermomécanique soient plus chers que les systèmes thermiques solaires. Parmi les technologies de refroidissement de sorption, le refroidissement de déshydratant peut être une bonne solution pour les applications où la bonne qualité de l'air à l'intérieur des locaux est essentielle. Mais le coût initial élevé est susceptible de limiter son application à de grands équipements. Celles de l'absorption et d'adsorption sont comparables en termes d'exécution. Cependant actuellement, un réfrigérateur d'adsorption est plus cher qu'un réfrigérateur d'absorption. La densité de puissance faible d'un adsorbant tend à augmenter le prix d'une machine d'adsorption exigeant de grands composants (capacité).

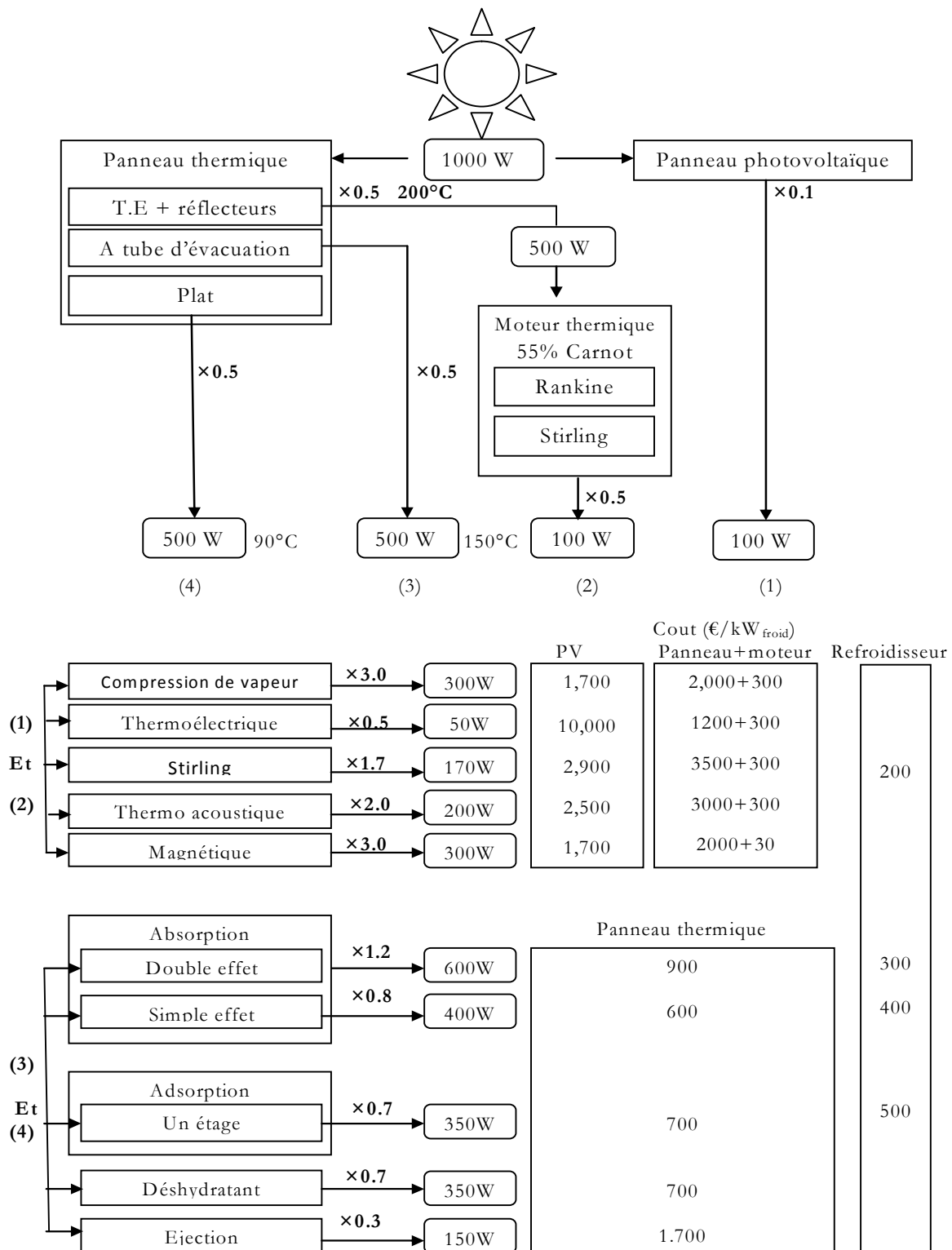


Figure 8 : Performance et coût de différents systèmes de réfrigération solaire [Kim et Infante Ferreira (2008)].

[Henning (2004)] et [Balaras et al. (2007)] ont montré que le coût annuel d'un système solaire était toujours plus haut que celui d'un système conventionnel (de compression électrique) en raison du coût initial élevé d'un système solaire (capteurs solaires). Pour réduire ce coût initial.

Un réfrigérateur d'absorption ayant un COP qui devrait être augmentée ou sa température motrice devrait être abaissée (exigence de développement de nouveaux cycles et/ou fluides d'utilisation thermodynamiques).

Dans le futur la meilleure recherche s'orienterait vers la sorption à basse température. (le coût d'un système de capteur solaire tend à augmenter avec la température fonctionnant plus rapidement que le COP d'une machine de sorption ainsi que la non compatibilité des températures élevées et les systèmes de chauffage solaire existants). Ainsi qu'une autre recherche importante pour le développement des machines refroidies à l'air (exécution insuffisante pour les températures de l'air ambiantes au dessus de 35°C). Une tour de refroidissement humide est défavorable dans la plupart des petites applications où les entretiens réguliers sont impossibles (rareté d'eau des régions arides).

## **6. Conclusions**

Une série d'options est disponible pour convertir l'énergie solaire en effet de réfrigération. Nous énumérerons les options principales et rangerons les options selon leur exécution rapportée et les investissements requis par refroidissement de kilowatt. Le courant ascendant solaire avec le système d'absorption de simple effet semble être la meilleure option de près suivie du courant ascendant solaire avec le système d'adsorption de simple effet et du courant ascendant solaire avec des options de système d'absorption de double effet au même niveau des prix.

Les options photovoltaïques thermomécaniques ou solaires sont plus chères. Ici le système de compression de vapeur et les systèmes magnétiques sont les options les plus attractives suivies des systèmes thermo-acoustiques et de Stirling. Les systèmes déshydratants et les systèmes d'éjection seront plus chers que les trois premiers systèmes mais puisque ces systèmes exigent l'équipement spécifique il est difficile d'identifier leur position exacte.

## Chapitre 3 : Etude et conception d'une chambre de conservation frigorifique des dattes dans la région de Biskra

### 1. Concept du dimensionnement du bahut

#### 1.1 Conditions du Bahut de conservation frigorifique

##### 1.1.1 Destination de chambre : conservation des dattes

La destination du Bahut frigorifique ainsi que les conditions de conservation sont affichées dans le tableau suivant :

Chambre	Destination	Température (°C)	Humidité relative (%)	Durée de stockage
01	Dattes	+8	68	04 mois

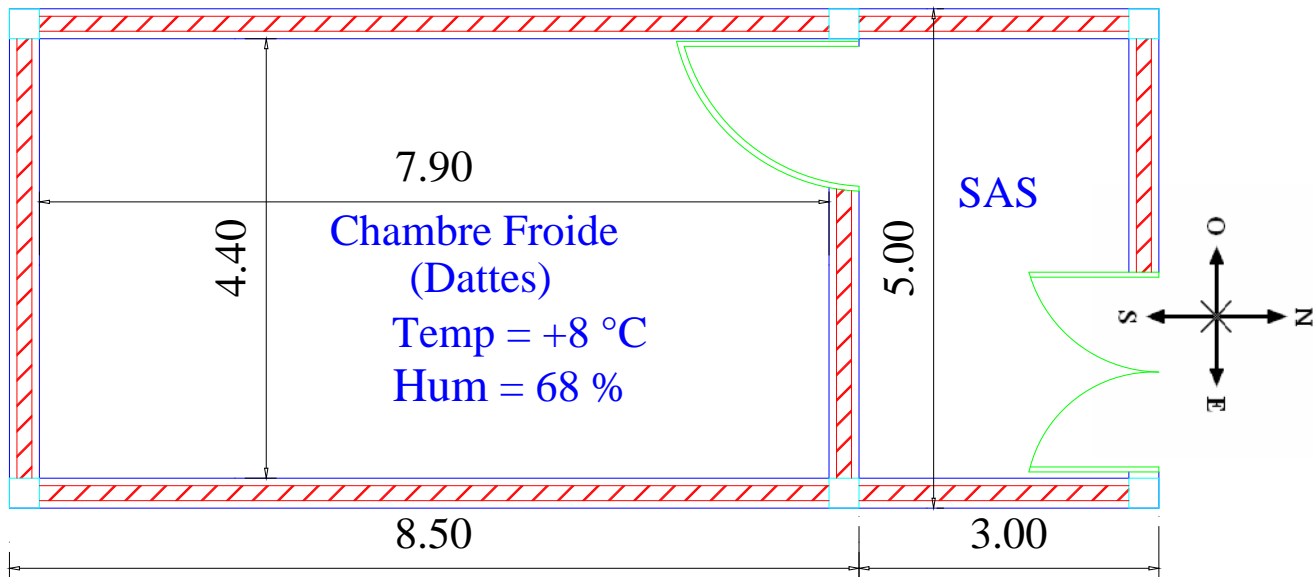
Selon Meunier la meilleure température de conservation des dattes pour une durée de 04 mois est la température optimum de conservation de +8 °C ; Aussi l'humidité adéquate de conservation des dattes dans une chambre froide est 68% pour conserver les qualités nutritives d'alimentation saine.

##### 1.1.2 Dimensions des chambres

Chambre	Dimensions des chambres			Dimensions des portes	
	Longueur(m)	Largeur(m)	Hauteur(m)	Hauteur(m)	Largeur(m)
01	8.5	5.0	3.70	2,20	1,50
SAS	5.0	3.0	3.70	2.40	2,00



## 1.2 Plan de la chambre froide



## 1.3 Matériaux d'isolation

La production du froid à énergie mécanique est onéreuse, afin d'éviter ces surcoûts on est dans l'obligation de faire face en supprimant la perte du froid due aux flux frigorifiques d'où la nécessité de bien isoler les parois des locaux refroidis pour empêcher la chaleur de pénétrer à travers ces parois ; il est donc indispensable de préserver le froid produit en utilisant un mauvais conducteur de la chaleur, dit: isolant.

Le rôle de l'isolation : Elle limite le flux thermique en provenance du milieu et elle évite la pénétration de l'eau en provenance de l'extérieur.

L'isolation thermique est confuse et très variée ; Selon les matériaux utilisés et les affectations des pièces à isoler ce qui génère une économie énergétique résultant de l'isolation thermique dans le moyen terme. De nouvelles normes sont apparues ces dernières années pour rénover l'isolation et ainsi consommer moins d'énergie.

L'isolation thermique garantit trois principales diligences dans une construction ; en premier lieu exhorter le confort en supprimant les effets de paroi froide l'hiver et de paroi chaude l'été, deuxièmement simplifier les consommations d'énergie pour le chauffage et / ou la climatisation (froid) et en dernier rendre l'habitat plus écologique en affaiblissant les rejets de pollutions liées à l'air des restes de combustibles.

Selon Les spécialistes du bâtiment les études récentes les pertes de chaleur sont réparties comme suit ; les plus importantes sur la toiture ( 30 %), les murs ( 25 %), l'air renouvelé ( 20 %), les vitres ( 13 %) et les sols ( 7 %). L'isolation permet également de contrecarrer l'effet des ponts thermiques responsables de 5% des pertes calorifiques dans un logement.

#### **1.4 Les différents types d'isolant thermique :**

Dans l'industrie frigorifique on utilise les matériaux isolants suivants :

- Liège (  $= 0,032 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$  ) ;
- Polystyrène expansé (  $= 0,025 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Polyuréthane (  $= 0,022 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Fibre de verre (  $= 0,039 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Styrofoam (  $= 0,030 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Mousse de polyuréthane (  $= 0,035 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Laine minérale (  $= 0,033 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Caoutchoucs mousse (  $= 0,038 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Laine de roche (  $= 0,031 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ );
- Foam glass(  $= 0,040 \text{ Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$ ).

#### **1.5 Les caractéristiques d'un bon isolant**

- Faible densité ;
- Très faible conductibilité thermique ;
- Non hygroscopique ;
- Inaltérable ;
- Incombustible ;
- Stable entre certaines limites de températures ;
- Sans action sur le bois et le fer ;
- Ne doit pas être un terrain propice pour les rongeurs ou les insectes ;
- Disponible ;

Coût peu élevé.

## 1.6 Isolation

Le meilleur isolant thermique est l'air sec et immobile. Sachant cela, les matériaux d'isolation s'appuient tous sur une technologie basée sur la présence d'une infinité de cellules bourrées d'air ou de gaz statique. Selon les matériaux, les cellules sont soit emprisonnées dans un réseau de fibres serrées (principe de fonctionnement des laines minérales), soit insérées dans des bulles de plastique (c'est le principe de fonctionnement du polystyrène et des isolants synthétiques plus globalement). La barrière isolante doit être continue. Si elle est rompue cela crée des ponts thermiques. L'isolation doit également être menée sur des murs sains, sans humidité selon le principe que le meilleur isolant thermique est l'air sec.

### 1.6.1 Le pare-vapeur

Selon la conformité de la construction, la mise en place d'un pare vapeur est parfois indispensable pour le sol. Le pare-vapeur est une couche de protection en film kraft polyéthylène, kraft aluminium, polyane, PVC, polyester ou autre.

La plupart des isolants conditionnés en rouleaux ou en panneaux semi-rigides en sont revêtus sur une face. La pare-vapeur évite la formation de condensation dans l'isolant, sous l'effet des chocs thermiques et assure ainsi une meilleure longévité au matériau isolant. Lors de la pose de l'isolant, le pare-vapeur doit toujours être placé du côté le plus chaud.

### 1.6.2 Isolants destinés au projet

Dans ce projet on a choisi comme isolant :

**Le polystyrène** ( $\lambda = 0,025 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ ) pour les parois externes, internes, plafond et plancher.

**Le polyuréthane** en panneau sandwich ( $\lambda = 0,022 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ ) pour la porte de la chambre froide.

## 2. Calcul frigorifique d'un bahut

### 2.1 Structure des parois

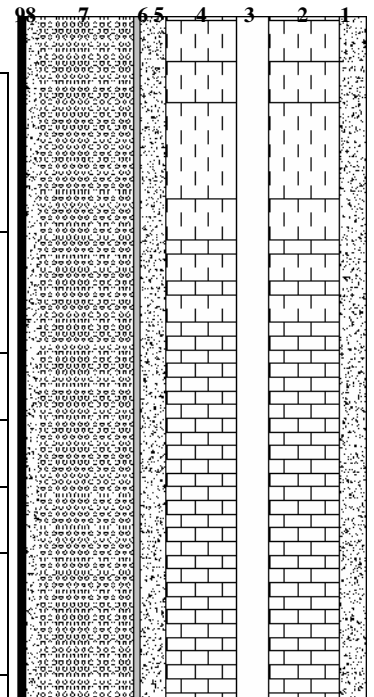
#### 2.1.1 Porte Etanche de chambre Froide

N°	Matériau	Épaisseur e (m)	(Kcal/hm °C)	e/ (hm <sup>2</sup> °C/Kcal)
1	Tôle d'acier galvanisée	0,0015	45	négligeable
2	Polyuréthane	X1	0,022	Y1
3	Tôle d'acier galvanisée	0,0015	45	négligeable

$$e_i / i \approx 0 \text{ hm}^2\text{°C/Kcal}$$

#### 2.1.2 Parois externes et interne (1,2,3,4 et 5)

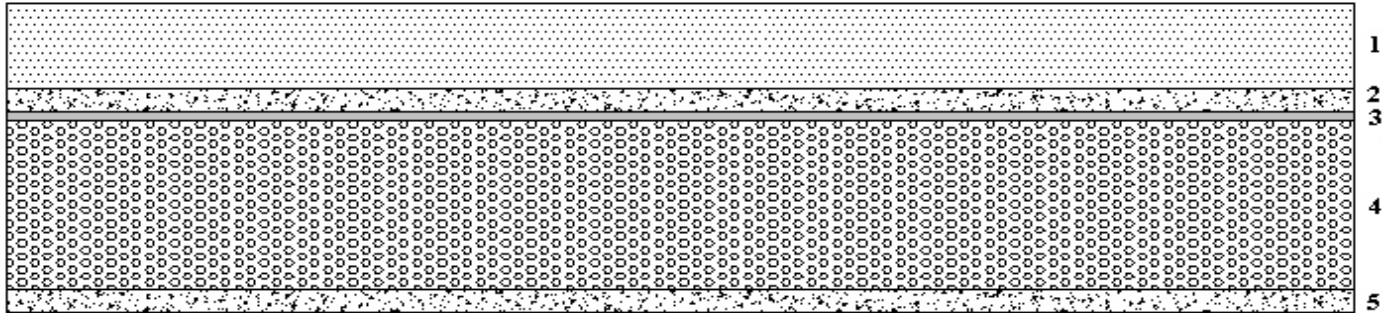
N°	Matériau	e (m)	(Kcal/hm °C)	e/ (hm <sup>2</sup> °C/Kcal)
1	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
2	Brique	0,10	0,45	0,222
3	Lame d'air	0,05	0,21	0,238
4	Brique	0,10	0,45	0,222
5	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
6	Pare-vapeur	/	/	/
7	Polystyrène	X2	0,025	Y2
8	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
9	Fayence	0,005	1,047	0,004



$$e_i / i \approx 0,744 \text{ hm}^2\text{C/Kcal}$$

### 2.1.3 Plafond (ch. et SAS)

*ext*



$$e_i / i \mathbf{0,148} \text{ hm}^2\text{C/Kcal}$$

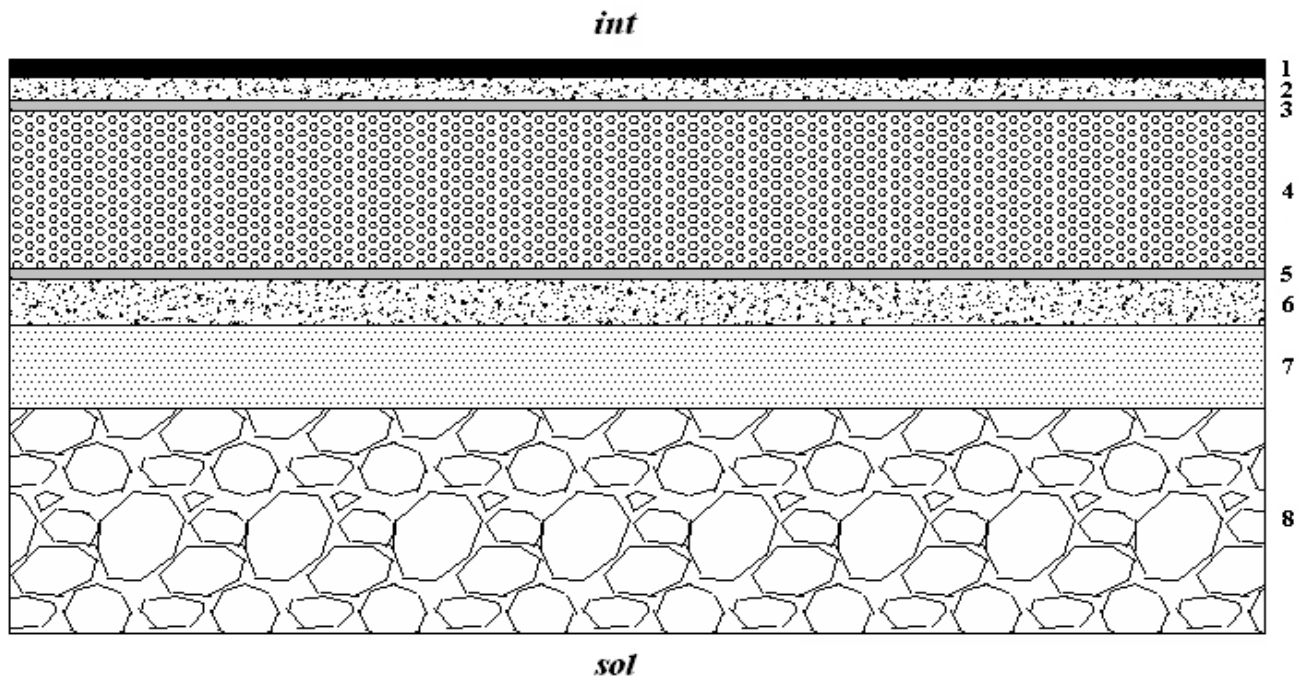
*int*

N°	Matériau	e (m)	(Kcal/hm <sup>°C</sup> )	e/ (hm <sup>2</sup> C/Kcal)
1	Béton	0,15	1,3	0,11
2	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019
3	Pare-vapeur	0,001	/	/
4	Polystyrène	X3	0,025	Y3
5	Revêtement enduit ciment	0,015	0,774	0,019

### 2.1.4 Plancher (ch. et SAS)

N°	Matériau	e (m)	(Kcal/hm <sup>°C</sup> )	e/ (hm <sup>2</sup> C/Kcal)
1	Carrelage	0,02	0,9	0,022
2	Béton	0,08	1,3	0,053
3	Pare-vapeur	/	/	négligeable
4	Polystyrène	?	0,025	?
5	Pare-vapeur	/	/	négligeable
6	Béton	0,08	1,3	0,053
7	Sable	0,06	1,0	0,06
8	Hérissongage en Pierres	0,2	1,8	0,111

$$e_i / i \approx 0,299 \text{ hm}^2\text{C/Kcal}$$



## 2.2 Méthode de calcul

### 2.2.1 Lois de base de Calcul

Pour déterminer les déperditions calorifiques dues aux différents transferts de chaleur à travers les parois de la chambre froide et milieux intérieur et extérieur de ce bahut frigorifique.

Il y'a lieu d'exploiter les lois et formules énergétiques de la loi du bilan énergétique incluant le transfert thermique :

$$E + K = \iiint_{(D)} E dm + \iiint_{(D)} \frac{1}{2} (U^2) dm = \iiint_{(D)} [E + \mathbf{1/2}(U^2)] dm \quad (\text{Eq. 1})$$

S'agissant d'une paroi plane et concernant les deux modes principaux du transfert de chaleur : conduction et convection (rayonnement négligé : source rayonnante très faible) ; les deux lois générales exprimés seront les lois de Fourier pour la conduction et la loi de Newton pour la convection avec les hypothèses relatives à notre cas de chambre froide :

- Milieu homogène et isotrope ;
- Pas de source ni de puits ;
- Régime stationnaire (permanent).

Les deux lois générales seront comme suit :

### 2.2.2 Pour la Conduction

$$\text{div}(\lambda \text{grad}T) + P = \rho \cdot c \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) \quad (\text{Eq. 2})$$

Cette formule se réduira à celle de Fourier :

$$= - (\text{grad}T) \quad (\text{Eq. 3})$$

avec :  $\lambda$  = cste (pour chaque couche du mur multi-composite de cette paroi).

$P$  : Coefficient de conductivité thermique pour chaque matériau ;

$\rho \cdot c$  : Flux de thermique traversant cette paroi ;

$T$  : température répartie sur la surface de la paroi.

En résolvant cette équation et en posant les conditions limites pour les extrémités des différentes couches de ce mur de cette chambre froide ; on aura pour chaque couche un flux thermique :

$$= \frac{\lambda}{e} (T_1 - T_2) \quad (\text{Eq. 4})$$

Sachant que :

$$Q = \int \lambda \cdot \text{grad}T \cdot dS \quad (\text{Eq. 5})$$

On aura :

$$Q = \frac{\lambda}{e} \cdot S \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{Eq. 6})$$

Où  $S$  est la surface de la paroi.

### 2.2.3 Pour la Convection

C'est la loi de Newton réduite de l'équation générale de la convection avec les hypothèses,

qui régit la convection naturelle de notre cas :

$$Q = h \cdot S \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{Eq. 7})$$

où  $h$  : quantité de chaleur convective ;

$h$  : coefficient convectif du milieu ;

$T_1 - T_2$  : Différence de température entre les milieux.

Le transfert de chaleur entre le milieu intérieur avec la paroi superficielle intérieure de la paroi de la chambre froide ainsi que la paroi superficielle extérieure du bahut et le milieu extérieur de la paroi de la chambre froide extérieur s'identifie au mode de convection ;

En se basant sur cette loi de Newton de convection on aura :

Partie intérieure de la paroi du bahut :

$$\phi_i = h_i \cdot S \cdot (T_i - T_{pi}) \quad (\text{Eq. 8})$$

Partie extérieure de la paroi du bahut :

$$\phi_e = h_e \cdot S \cdot (T_{pe} - T_e) \quad (\text{Eq. 9})$$

Finalement :

$$\Phi_{\text{conv}} = \Phi_i + \Phi_e \quad (\text{Eq. 10})$$

### 2.3 Formules et Conditions de Calcul thermique

Les épaisseurs des isolants sont calculées à l'aide de la densité du flux thermique à travers les parois ( $q$ ) qui se calcule d'après la formule suivante :

$$q = K \cdot S \cdot t \quad (\text{Eq. 11})$$

$S$  : Surface de la paroi en  $m^2$

$t$  : différence de température de l'air des deux côtés de la paroi

$$t = t_e - t_i \quad (\text{Eq. 12})$$

L'isolant d'une paroi d'une chambre froide est jugé acceptable si le flux calorifique qui traverse cette paroi ne dépasse pas :

Pour les chambres froides positives :  $0,08 \text{ w/m}^2$ ;



Pour les chambres froides négatives :  $12 \text{ w/m}^2$ ;

Pour les parois externes la majoration se fait suivant l'orientation

Nord et Est :  $t_e = t_B + 5 \text{ C}^\circ$

Sud et Ouest :  $t_e = t_B + 10 \text{ C}^\circ$

Pour le plafond :

Si le plafond est exposé directement à l'extérieur :  $t_e = t_B + 5 \text{ C}^\circ$

Si le plafond se donne à un local au dessus:  $t_e$  sera celle du local

- Pour le sol :

Sur le terre plein :  $t_e = 15\text{C}^\circ$

Sur le vide sanitaire :  $t_e = 20^\circ\text{C}$

- On suppose que :  $q = 08 \text{ w/m}^2$

Conservation à température positive  $q = 08 \text{ w/m}^2$  (flux usuel)

Conservation à température négative  $q = 10 \text{ w/m}^2$  (flux usuel)

Calcul du "K" théorique ( $K_{th}$ ) :

$$q = K.S. \Delta t \Rightarrow K_{th} = \frac{q}{\Delta t}$$

Détermination de la température extérieure:

$$T_{ex} = T_b - E^* h$$

$E(\text{Biskra}) = 20^\circ\text{C}$  et  $T_b = 46^\circ\text{C}$  aussi  $h = 0.52$  Donc  **$T_{ex} = 35.6^\circ\text{C}$**

La température d'un local non conditionné (frigorifié) :  $TNC = T_e - ]0 \rightarrow 3]$

En choisissant une valeur moyenne de  $1.6^\circ\text{C}$  on aura :  **$TNC = 34^\circ\text{C}$**

Calcul de l'épaisseur de l'isolant :

$$K_{th} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (w/h^\circ C m^2) \Rightarrow e_{is} = \lambda_{is} \left[ \frac{1}{K_{th}} - \frac{1}{\alpha_e} - \frac{1}{\alpha_i} - \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \right] \quad (m) \quad (Eq. 13)$$

$K_{th}$  : coefficient de transmission thermique  $0,1 \leq K \leq 0,3$  (Kcal/h<sup>o</sup>Cm<sup>2</sup>)

$\frac{1}{\alpha_e}$  = Résistance thermique superficielle externe (h<sup>o</sup>Cm<sup>2</sup> /Kcal)

$\frac{1}{\alpha_i}$  = Résistance thermique superficielle interne (h<sup>o</sup>Cm<sup>2</sup> /Kcal)

$e_{is}$  = Épaisseur de l'isolant (m)

$\lambda_{is}$  = Coefficient de conductivité thermique de l'isolant (h<sup>o</sup>Cm<sup>2</sup> /Kcal)

$\sum \frac{e_i}{\lambda_i}$  = Somme de la résistance thermique de différentes couches des matériaux.

Calcul du  $K_{réel}$  :  $K_{réel} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_i}}$  (Kcal/h<sup>o</sup>Cm<sup>2</sup>). (Eq. 14)

### 2.3.1 Applications numériques

Chambre froide:

Mur extérieur (Sud)01 & Mur extérieur (Ouest)02 :

$K_{th} = q / t$  ;  $q = 08$  w/m<sup>2</sup> ;  $t_e = 34+10 = 44^\circ C$  ;  $t_i = +8^\circ C$  ;  $t = 36^\circ C$

$K_{th} = 8/36$

$$K_{th} = 0,22 \text{ w/}^\circ C m^2 = 0,19 \text{ kcal/h}^\circ C m^2$$

$$e_{is} = \frac{1}{K_{th}} - \left( \frac{e_i}{i} - 1 \right) - \frac{1}{i} - \frac{1}{e}$$

$$e_{is} = 0,025 \left( \frac{1}{0,19} - 0,744 - \frac{1}{7} - \frac{1}{20} \right) = 0,108 \text{ m} \quad \boxed{e_{is} = 0,10 \text{ m}}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{\left( \frac{e_i}{i} \right) + e_{is} + \frac{1}{i} + \frac{1}{e}}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{(0,744 + 4,00 + 0,143 + 0,05)} = \boxed{0,20 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

$$\boxed{k_{réel} = 0,23 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2}$$

Mur extérieur 03 :(Est)

$$K_{th} = q / t \quad ; q = 08 \text{ w/m}^2 \quad ; t_e = 34 + 5 = 39^\circ\text{C} \quad ; t_i = +8^\circ\text{C} \quad ; t = 31^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/31$$

$$\boxed{K_{th} = 0,26 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2 = 0,22 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

$$e_{is} = \frac{1}{K_{th}} - \left( \frac{e_i}{i} - 1 \right) - \frac{1}{i} - \frac{1}{e}$$

$$e_{is} = 0,025 \left( \frac{1}{0,22} - 0,744 - \frac{1}{7} - \frac{1}{20} \right) = 0,09 \text{ m} \quad \boxed{e_{is} = 0,10 \text{ m}}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{\left( \frac{e_i}{i} \right) + e_{is} + \frac{1}{i} + \frac{1}{e}}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{(0,744 + 4,0 + 0,143 + 0,05)} = \boxed{0,20 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

$$\boxed{k_{réel} = 0,23 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2}$$

Mur intérieur vers le sas 04 :(Nord)

$$K_{th} = q / t \quad ; q = 08 \text{ w/m}^2 \quad ; t_{sas} = 25^\circ\text{C} \quad ; t_i = +8^\circ\text{C} \quad ; t = 17^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/17$$

$$\boxed{K_{th} = 0,47 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2 = 0,54 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2} ; 0,54 > 0,3 \quad ; \text{on prend:}$$

$$\boxed{K_{th} = 0,3 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

$$e_{is} = \frac{1}{K_{th}} - \left( \frac{e_i}{i} - 1 \right) - \frac{1}{i} - \frac{1}{e}$$

$$e_{is} = 0,025 \left( \frac{1}{0,3} - 0,744 - \frac{1}{7} - \frac{1}{20} \right)$$

$$= 0,059 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1 / \left( \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$$

$$k_{réel} = 1 / (0,744 + 3,2 + 0,143 + 0,05) \quad k_{réel} = 0,24 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$k_{réel} = 0,28 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2$$

Plafond :( ext)

$$K_{th} = q / \Delta t \quad ; q = 08 \text{ w/m}^2 ; t_e = 34+5 = 39^\circ\text{C} ; t_i = +8^\circ\text{C} ; \Delta t = 31^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/31$$

$$K_{th} = 0,28 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2 = 0,32 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2 \quad 0,54 > 0,3 \quad ; \text{ on prend:}$$

$$K_{th} = 0,3 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left( \frac{1}{K_{th}} - \frac{e_i}{\lambda_i} - \frac{1}{h_i} - \frac{1}{h_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,025 \left( \frac{1}{0,3} - 0,148 - \frac{1}{7} - \frac{1}{20} \right)$$

$$= 0,075 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1 / \left( \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$$

$$k_{réel} = 1 / (0,148 + 3,2 + 0,143 + 0,05) \quad k_{réel} = 0,24 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$k_{réel} = 0,28 \text{ w/}^\circ\text{Cm}^2$$

Plancher :( terre pleine)

$$K_{th} = q / \Delta t \quad ; q = 08 \text{ w/m}^2 ; t_e = 15^\circ\text{C} ; t_i = +8^\circ\text{C} ; \Delta t = 7^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/7$$

$$K_{th} = 1,14 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2 \quad ; 1,14 > 0,3 \quad ; \text{ on prend:}$$

$$K_{th} = 0,3 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left( \frac{1}{K_{th}} - \frac{e_i}{\lambda_i} - \frac{1}{h_i} - \frac{1}{h_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,025((1/0,3) - 0,299 - 1/7 - 0)$$

$$= 0,072 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1/(e_i / \lambda_i) + e_{is} / \lambda_{is} + 1 / \lambda_i + 1 / \lambda_e$$

$$k_{réel} = 1/(0,299 + 3,2 + 0,143 + 0) \quad k_{réel} = 0,27 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$k_{réel} = 0,31 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

## 2.4 Lois, Formules et Conditions de Calcul de tonnage de denrées

### 2.4.1 Introduction

Le but du tonnage est de déterminer la cadence horaire d'entreposage de différentes denrées dans la chambre froide, cette cadence est l'élément sensible dans la détermination de la chaleur due à l'introduction des denrées suivant la formule :

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 15})$$

Q : Quantité de chaleur due à l'introduction des denrées [W] ou [Kcal / h].

m : La masse des denrées à refroidie « Cadence Horaire ».

C<sub>p</sub> : Chaleur massique des denrées [KJ / kg].

t : Différence de température entre la température d'introduction des denrées dans la chambre froide et la température à obtenir à l'ambiance froide [°C].

### 2.4.2 Méthode de calcul

Pour déterminer la cadence horaire on doit passer par les étapes suivantes:

La surface utile S<sub>u</sub> :

$$S_u = S_b \times K_1$$

S<sub>b</sub> = surface brute.

$K_1$  = coefficient de correction des surface non utilisée.

La hauteur utile  $H_u$  :

$$H_u = H_b \times K_2$$

$H_b$  = hauteur brute.

$K_2$  = coefficient de correction des espaces non utilisée.

Le volume utile  $V_u$  :

$$V_u = S_u \times H_u$$

Détermination du nombre des caisses  $N_c$ :

$$N_c = V_u / V_c$$

$N_c$  : nombre des caisses.

$V_c$  : volume de la caisse ;  $V_c = L_c l_c H_c$  ( $m^3$ )

$V_u$  : volume utile de la chambre ( $m^3$ )

Calcul de la masse total :

$$M_T = m_c N_c$$

$M_T$  : la masse totale des denrées entreposées (Kg).  $N_c$  : nombre des caisses

$m_c$  : la masse unitaire d'une caisse chargée (Kg).

La cadence journalière  $C_j$  :

$$C_j = M_T \times (10 \sim 30)\%$$

$C_j$  : La cadence journalière (Kg/d)

Comme on a une conservation de courte durée pour toutes les chambres on prend 25%

$$\Rightarrow C_j = M_T \times 25\%$$

La cadence horaire  $C_h$  :  $C_h = C_j / 24$

$C_h$  : la cadence horaire (Kg/h).

### 2.4.2.1 Calcul du bilan thermique

#### 1- Les charges thermiques par transmission à travers des parois :

$$Q_{tr} = K.S. t \text{ (kW)}$$

Paroi	Orientation	$K_{réel}$ (w/°Cm <sup>2</sup> )	Surface (m)	$t_{e(majorée)}$ (°C)	$t_i$ (°C)	t (°C)	$Q_{tr}$ watts
01	Ext-sud	0,23	14,50	44	8	36	120,00
02	Ext-ouest	0,23	26,00	44	8	36	215,00
03	Ext-est	0,23	26,00	39	8	31	186,00
04 et porte	Int-SAS	0,28	14,50	25	8	17	69,00
Plafond	Ext	0,28	34,80	39	8	31	302,00
Plancher	Sol	0,31	34,80	15	8	07	76,00

$$Q_{tr.i} = 968,00 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{tr} = 0,97 \text{ kW}$$

#### 2- Les charges thermiques dues au renouvellement d'air :

$$Q_{ren} = n (V / V_{se}) (h_e - h_i) \text{ (Eq. 16)} \quad (\text{D'après le tableau on tire } n):$$

volume de la chambre en m <sup>3</sup>	Renouvellement d'air		volume de la chambre en m <sup>3</sup>	Renouvellement d'air		volume de la chambre en m <sup>3</sup>	Renouvellement d'air		volume de la chambre en m <sup>3</sup>	Renouvellement d'air	
	Chamb. négativ.	Chamb. positiv.		Chamb. négativ.	Chamb. positiv.		Chamb. négativ.	Chamb. positiv.		Chamb. négativ.	Chamb. positiv.
2,5	52	70	20	16,5	22	<u>100</u>	6,8	<u>9</u>	600	2,5	3,2
3,0	47	63	25	14,5	19,5	150	5,4	7	800	2,1	2,8
4,0	40	53	30	13	17,5	200	4,6	6	1000	1,9	2,4
5,0	35	47	40	11,5	15	250	4,1	5,3	1500	1,5	1,95
7,5	28	38	50	10	13	300	3,7	4,8	2000	1,3	1,65
10,0	24	32	60	9	12	400	3,1	4,1	2500	1,1	1,45
15,0	19	26	80	7,7	10	500	2,8	3,6	3000	1,05	1,30

- pour services faibles : x 0,6
- pour services forts : x 1,5
- pour services très forts : x 2

Le service plus ou moins fort dépend de la fréquence d'ouverture des portes.

- ✓ V : volume de la chambre froide en m<sup>3</sup>.
- ✓ n : taux de renouvellement d'air par 24 heures en fonction du volume de chambre  
V<sub>se</sub>: volume spécifique de l'air extérieur en ( m<sup>3</sup> /kg).
- ✓ (h<sub>e</sub>-h<sub>i</sub>): différence entre l'enthalpie de l'air extérieur à la chambre et l'enthalpie de l'air intérieur en( kcal /kg).

$$n = 9,0 \times 1,5 ; \quad n = 13,5$$

$$V = 115,00 \text{ m}^3.$$

$$V_{se} = 0,787 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (volume massique de l'air)}$$

$$h : \text{du diagramme psychrométrique : } t_i = +8^\circ\text{C} ; \quad i = 68 \% \quad : h_i = \mathbf{18,82} \text{ kJ/kg}$$

$$t_e = +14^\circ\text{C} ; \quad e = 80 \% \quad : h_e = \mathbf{34,17} \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow h = 34,17 - 18,82$$

$$\Rightarrow h = \mathbf{15,35} \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{ren} = 13,50(115,00 / 0,787) \cdot 15,35$$

$$Q_{ren} = 30280,65 \text{ kJ}$$

$$Q_{ren} = 30280,65 / 86400 \text{ kW}$$

$$\boxed{Q_{ren} = 0,35 \text{ kW}}$$

### 3- Les charges thermiques dues aux denrées entrantes :

$$Q_{de} = D_j \cdot C_p \cdot t / 3600 \quad \text{en [kW]} \quad (\text{Eq. 17}) \quad \text{Avec :}$$

- D<sub>j</sub> (m) : la masse de denrée introduite par heure (cadence horaire) en kg/h
- C<sub>p</sub> : capacité thermique moyenne de la denrée kJ/kg°C
- t = t<sub>1</sub> - t<sub>2</sub> \*t<sub>1</sub> : température initiale de la denrée introduite en °C.  
\*t<sub>2</sub> : température de la chambre en °C.
- 3600 : nombre de secondes par heure.

$$Q_{de} = m \cdot C_p \cdot t / 3600 \quad \text{en [kW]}$$

$$m = 590,00 \text{ Kg/h}$$



$$C_p = 1,51 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$t = t_1 - t_2$$

- $t_1 = +14^\circ\text{C}$ .
- $t_2 = +8^\circ\text{C}$ .

$$t = 12 - 4 = 8^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow Q_{de} = 590,0 \times 1,51 \times 6 / 3600$$

$$\Rightarrow \boxed{Q_{de} = 1,48 \text{ kW}}$$

• **Les charges thermiques dues à la respiration des denrées :**

$$Q_{res} = m_T \cdot q_{res} / 3600 \quad \text{en [kW]} \quad (\text{Eq. 18})$$

- $m$ : masse totale des denrées en [t]
- $q_{res}$ : chaleur de respiration de la marchandise considérée (kW/t·h)
- 3600: nombre de secondes par heure.

$$Q_{res} = m_T \cdot q_{res} / 3600 \quad \text{en [kW]}$$

$$M_T = 13,360 \text{ t}$$

$$q_{res} = 81,4 \text{ kW/h t (pour: } t = +8^\circ\text{C)}$$

$$\Rightarrow Q_{res} = 13,360 \times 81,4 / 3600$$

$$\Rightarrow \boxed{Q_{res} = 0,30 \text{ kW}}$$

5 **Les charges thermiques dues aux personnes :**

$$Q_{per} = n \cdot q_p \cdot z / 24 \quad \text{en [W]} \quad (\text{Eq. 19})$$

- $n$  : nombre des personnes opérant dans la chambre froide.
- $q_p$  : quantité de chaleur dégagée par personne selon la température.
- $z$  : durée de présence de chaque personne dans la chambre h/d
- 24 : nombre d'heures dans une journée.

$$Q_{per} = n \cdot q_p \cdot / 24 \quad \text{en [W]}$$

$$n = 4 \text{ personnes}$$

$$q_p = 210 \text{ W (pour: } t = +8^\circ\text{C)}$$

$$= 8 \text{ h/d}$$

$$\Rightarrow Q_{per} = 4 \times 210 \times 8 / 24$$

$$\Rightarrow Q_{\text{per}} = 280 \text{ W}$$

$$\Rightarrow \boxed{Q_{\text{per}} = 0,28 \text{ kW}}$$

### 6 -Les charges thermiques dues à l'éclairage :

$$Q_{\text{ecl}} = n \cdot p \cdot z / 24 \quad \text{en [W]} \quad (\text{Eq. 20})$$

- n : le nombre des luminaires.
- p : puissance d'un luminaire en [W]
- z : durée de fonctionnement des luminaires.
- 24 : nombre d'heures dans une journée.

$$= 8 \text{ h/d}$$

Détermination de la charge due à l'éclairage :

Avec n= 4 lum. ; p= 100 W et z= 8 hrs

$$\Rightarrow Q_{\text{ecl}} = 4 \cdot 100 \cdot 8 / 24$$

$$\text{Alors } Q_{\text{ecl}} = 133,33 \text{ W}$$

$$\Rightarrow \boxed{Q_{\text{ecl}} = 0,13 \text{ kW}}$$

### 6 Apports incalculables :

$$Q_{\text{inc}} = Q_t \times (10 \text{ à } 20\%) \quad (\text{Eq. 21})$$

$$Q_{\text{inc}} = Q_t \times (10 \text{ à } 20\%)$$

$$Q_t = Q_{\text{tr}} + Q_{\text{ren}} + Q_{\text{de}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{ec}} + Q_{\text{per}}$$

$$= 0,97 + 0,35 + 1,48 + 0,30 + 0,13 + 0,28$$

$$= 3,51 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{inc}} = Q_t \times 10/100$$

$$\Rightarrow \boxed{Q_{\text{inc}} = 0,35 \text{ kW}}$$

### Détermination de la puissance frigorifique :

$$\Phi_{\text{0int}} = Q_{\text{int}} \cdot 24 / \text{inst} \quad \text{en [kW]} \quad (\text{Eq. 22})$$

Avec :

- $Q_{\text{int}} = Q_{\text{tr}} + Q_{\text{re}} + Q_{\text{de}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{ec}} + Q_{\text{per}} \quad \text{en [kW]}$
- inst : durée de fonctionnement de l'installation :

**16 h/d** pour la conservation à température positive.

**18 h/d** pour la conservation à température négative.

$$\phi_0 = Q_{\text{tot}} \cdot 24 / \text{inst}$$

$$Q_{\text{tot}} = Q_t + Q_{\text{inc}}$$

$$Q_{\text{tot}} = 3,51 + 0,35 = 3,86 \text{ kw} \quad \text{avec} \quad \text{inst} = \mathbf{16 \text{ h/d}}$$

$$\phi_0 = 3,86 \cdot 24 / 16$$

$$\Rightarrow \boxed{\phi_{0\text{eff}} = 5,79 \text{ kW}}$$

## Chapitre 4 : Etude descriptive et calculs préliminaires de l'installation de conditionnement frigorifique solaire

### 1. Introduction

Ayant une bonne opportunité de remplacer les réfrigérants CFC ou HCFC, la recherche de réfrigération d'adsorption a eu assez d'attentions et d'échos pendant ces années, particulièrement son potentiel d'applications dans la récupération de chaleur résiduelle, l'utilisation à énergie solaire etc. Basé sur ce point de vue, ces dernières années, les divers travaux de recherche de réfrigération d'adsorption et de pompe à chaleur ont été effectués.

Beaucoup de paires d'adsorbant/adsorbat ont été usitées dans le système de réfrigération d'adsorption/pompe à chaleur. Comparé à d'autres adsorbants, le silicagel peut être régénéré à une température relativement basse (en-dessous de 100 °C et en général environ 85 °C). Le potentiel pour le réfrigérateur d'adsorption de silicagel-eau de deux-lit a été évalué par un certain nombre de chercheurs et a été déjà commercialisé au Japon.

En accord à ces études, les conditions typiques de travail sont les températures de refroidissement de 31 °C, la température de l'eau glacée de 14 °C, les températures calorifiques autour de 70-85 °C. [Saha et al. (2001)] et ont même proposé trois et deux étages de cycles pour utiliser plus basse température de source de chaleur 50-60 °C. Et un double mode à multi-étages, aussi un système régénérateur d'adsorption de multi-lits également est étudié par [Saha et al. (2001)]. Pour adopter des sources de chaleur de température entre 40 et 95 °C, Conforme comme les cycles à deux et trois-étages, l'inconvénient de ce mode opérationnel est sa pauvre efficacité en termes de capacité de refroidissement et subordonné de coefficient de performance inférieur à ceux des cycles conventionnels. Les résultats de simulation prouvent que les valeurs optimales du coefficient de performance sont obtenues par les source thermiquement conduite à des températures de 50 à 55 °C en mode à trois étages et entre 80 et 85 °C en un seul étage, à mode de multi-lit.

Utilisant le silicagel et l'eau en tant que paire spéciale fonctionnant et adapté à être conduit par l'eau chaude s'étendant de 70-85 °C (une telle eau chaude est largement fournie par la chaleur résiduelle de la puissance des moteurs ou de l'énergie solaire), cet appui propose une conception originale de refroidisseur à eau d'adsorption. Différent des systèmes conventionnels et déjà mentionnés, dans lesquels des valves de vide de grand diamètre dans le circuit réfrigérant sont

utilisées quand l'eau ou le méthanol est employée comme réfrigérant, aucune valve réfrigérante n'est nécessaire dans ce système. Ainsi, le problème de la fuite et de la chute de pression le long du canal de vapeur peut être absolument évité. Un lit, un condenseur et un évaporateur sont logés dans un puits à dépression (chambre de vide), qui agit en tant qu'une unité d'adsorption pour assurer le refroidissement pour la climatisation ou le froid. Deux telles unités sont employées pour fournir la charge de refroidissement continue le décalage des phases d'adsorption et de désorption.

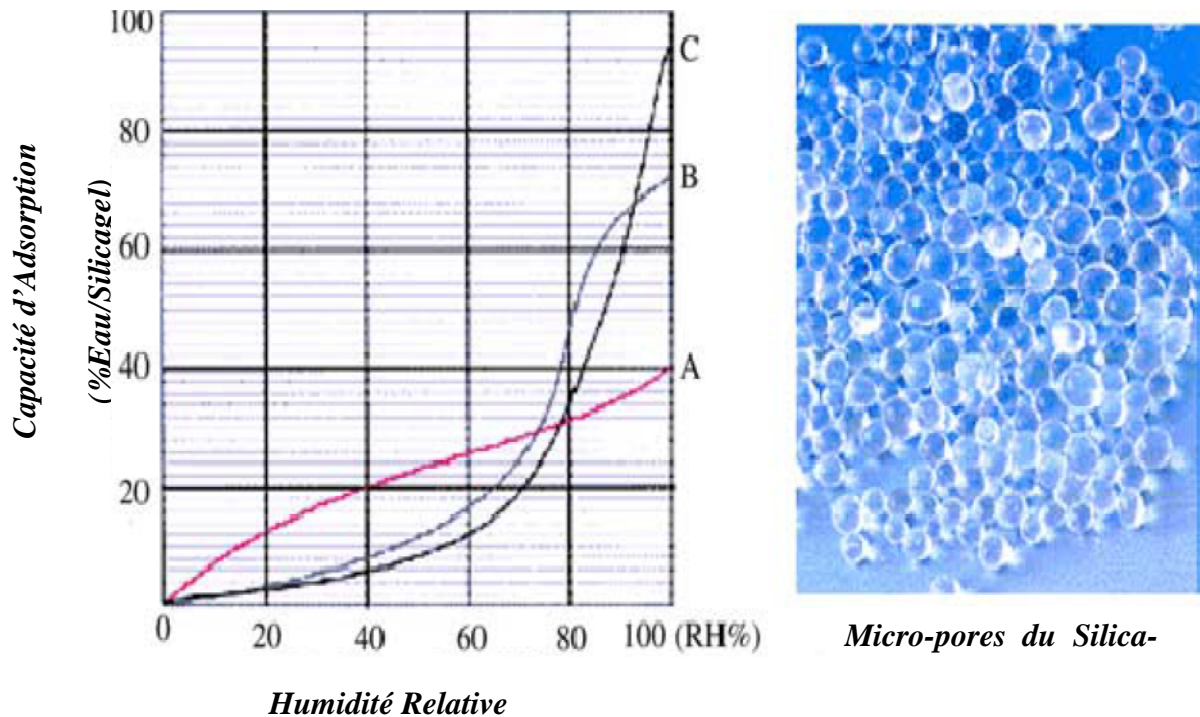


Fig. 1. propriété et image de Silicagel utilisées dans le système [Liu et Wang (2004)].

Les lits, condenseurs et des évaporateurs sont particulièrement conçus pour être un système compact. Comparé aux systèmes proposés par [Yanagi (1999)], qui a utilisé une condensation de contact direct et une évaporation sur l'eau pulvérisée et [Critoph (1999)], qui ont employé beaucoup de lits modulaires simples (carbone-ammoniaque activé) en arrangement, ce système est beaucoup meilleur marché et plus fiable ne nécessitant aucun composant supplémentaire.

Comparé aux deux adsorbants conventionnels, à un condenseur et à un système d'évaporation, ce système original a besoin d'un condenseur et d'un évaporateur supplémentaires, qui crée un réfrigérateur de plus grande taille de volume que le conventionnel.

## 2. Description de système

### 2.1 Fonctionnement de la paire de la Silicagel-eau

Le Silicagel est rudement catalogué en deux types, le silicagel à micropores et le silicagel à macropores. Le silicagel à humidité élevée à macro-pores a une plus grande capacité d'adsorption que celui du micropore et le silicagel à humidité faible à micropores a une plus grande capacité d'adsorption que celui du macro. Ainsi le silicagel à macro-pores est utilisé généralement comme déshydratant dans les processus ouvre-cycles, qui sont en contact direct à la pression atmosphérique et le silicagel à micropores convient pour être utiliser dans un cycle fermé au système de réfrigération secondaire de pression atmosphérique.

La figure1 démontre la capacité d'adsorption de différents types de silicagel et l'image du silicagel micropores dans la forme transparente de granule utilisée dans ce système, qui est du fabricant.

### 2.2 Adsorbant

Afin d'augmenter le transfert de chaleur et de masse sur les adsorbants, l'aileron plat de l'échangeur de chaleur est utilisé dans ce système. Entre deux feuilles de voie d'eau, il y a deux feuilles pour insérer l'adsorbant de silicagel. Les ailerons du rectangle dans les deux canaux sont perforés pour réaliser commodément le transfert de la chaleur et de la masse. Entre deux couches de canal de silicagel, le canal de transfert de masse est aménagé dedans. La grille de fil (maille 50) est employée pour isoler le silicagel du canal réfrigérant.

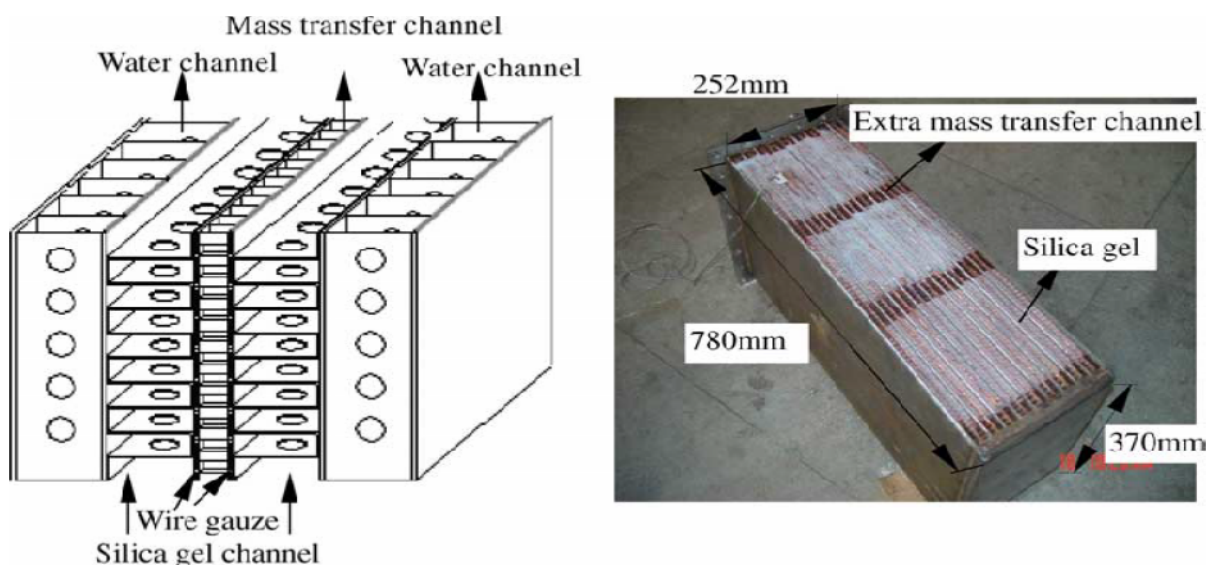


Fig. 2. Schéma de principe d'unité de transfert de la chaleur et de la masse et image de l'adsorbant

[Liu et Wang (2004)].

Elle agit toujours en tant que canal de transfert de masse pour l'eau réfrigérante. La figure 2 montre le schéma de principe de l'unité de transfert de la chaleur et de la masse et l'image du vrai adsorbant. Neuf unités de transfert de la chaleur et de la masse sont formés en tant qu'un adsorbant. Les dimensions de l'adsorbant sont de 780 mm x 252 mm x 370 mm et la surface de transfert de chaleur global sont de 34.05 m<sup>2</sup> (superficie globale équivalente d'aileron).

Le silicagel de micropore est choisi pour ce système et le diamètre moyen est de 0.5 à 1 mm. Quatre courts segments (chacun environ 50 mm de longueur) de l'adsorbant sont laissés non remplis pour agir en tant que canal supplémentaire de transfert de masse et là sont environ 26.4 kg de silicagel sont contenus dans un adsorbant.

### 2.3 Condenseur et Évaporateur

Le condenseur et l'évaporateur sont également munis d'aileron plat pour les échangeurs de chaleur. Leur configuration est de même modèle sauf que la gaze de fil est employée entre la voie d'eau et le canal de vapeur dans l'évaporateur. Dans le condenseur, la vapeur d'eau désorbé du lit adsorbant et condensé par l'eau froide d'une tour de refroidissement. L'évaporateur est particulièrement conçu pour accélérer l'évaporation de l'eau. Le canal de vapeur d'eau (réfrigérant) se compose de cinq feuilles de gaze de fil 200, grille fixée au mur adjacent de la voie d'eau glacée suivant les indications de la figure 3. La gaze de fil agit en tant que mèche pour que l'eau reste en contact avec les ailettes pour s'évaporer.

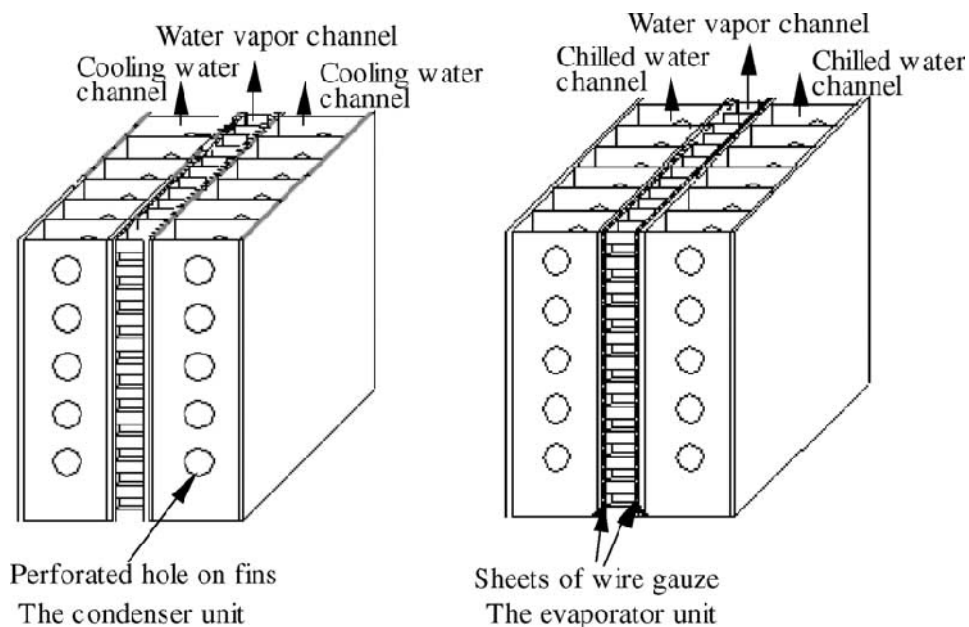


Fig. 3. Diagramme de l'unité de transfert de la chaleur et de la masse de condenseur et d'évaporateur [Liu et Wang (2004)].

Le condenseur et l'évaporateur se composent de 18 unités de transfert de la chaleur et de la masse, respectivement et la surface de transfert de chaleur globale est de 4.975 m<sup>2</sup> (la surface équivalente d'aileron). Les dimensions sont comme suit 760 mm x 128 mm x 100 mm.

## 2.4 Description de système et principes de fonctionnement

Un cycle de réfrigération se compose principalement de trois processus fonctionnant différemment. Afin de décrire ces trois processus clairement et exactement, chaque processus est représenté dans le schéma de principe du système montré comme la figure 4-6.

Dans le système original, Alors qu'il n'y a aucune valve de réfrigérant, à tout moment la pression dans l'adsorbant est toujours déterminée par le condenseur ou l'évaporateur, qui ont la basse pression relativement de vapeur saturée d'eau. La prise d'équilibre dans l'adsorbant est une fonction de la température et la pression de l'adsorbant, telle :

$$X_{eq} = f(T_{adsorbant} + P_{adsorbant}) \quad \text{Eq. (1) [Liu et Wang (2004)].}$$

Donc toute modification effectuée à la température d'adsorbant ou à la pression du condenseur ou de l'évaporateur peut mener à l'adsorption ou à la désorption dans l'adsorbant.

Pour commencer par l'adsorbant A qui a justement fini l'adsorption et l'adsorbant B qui a évidemment fini la désorption. Il doit préciser que les deux condenseurs sont reliés en série, ce qui veut dire , l'eau froide s'écoule d'abord dans le condenseur A et puis entre dans le condenseur B.

## 2.5 Processus de récupération de la chaleur

Avant le changement au-dessus de la phase de désorption à la phase d'adsorption ou vis vers ça , le cycle de récupération de chaleur est donné pour une période courte. La chaleur régénératrice stockée dans le cycle de désorption est transférée à l'adsorbant dont l'étape se déplace à l'étape suivante de désorption en circulant l'eau/fluide thermique (figure 4).

À l'adsorbant A, le procédé de désorption commence. À ce moment, comme la température de l'évaporateur est plus inférieure à celle de l'eau froide, le réfrigérant est principalement condensée dans l'évaporateur jusqu'à ce que la température dans l'évaporateur s'élève près de celle de l'eau froide. Quand la température dans l'évaporateur est plus haute que celle de l'eau froide, l'évaporateur n'a aucune possibilité à condenser et le réfrigérant est surtout condensé dans le



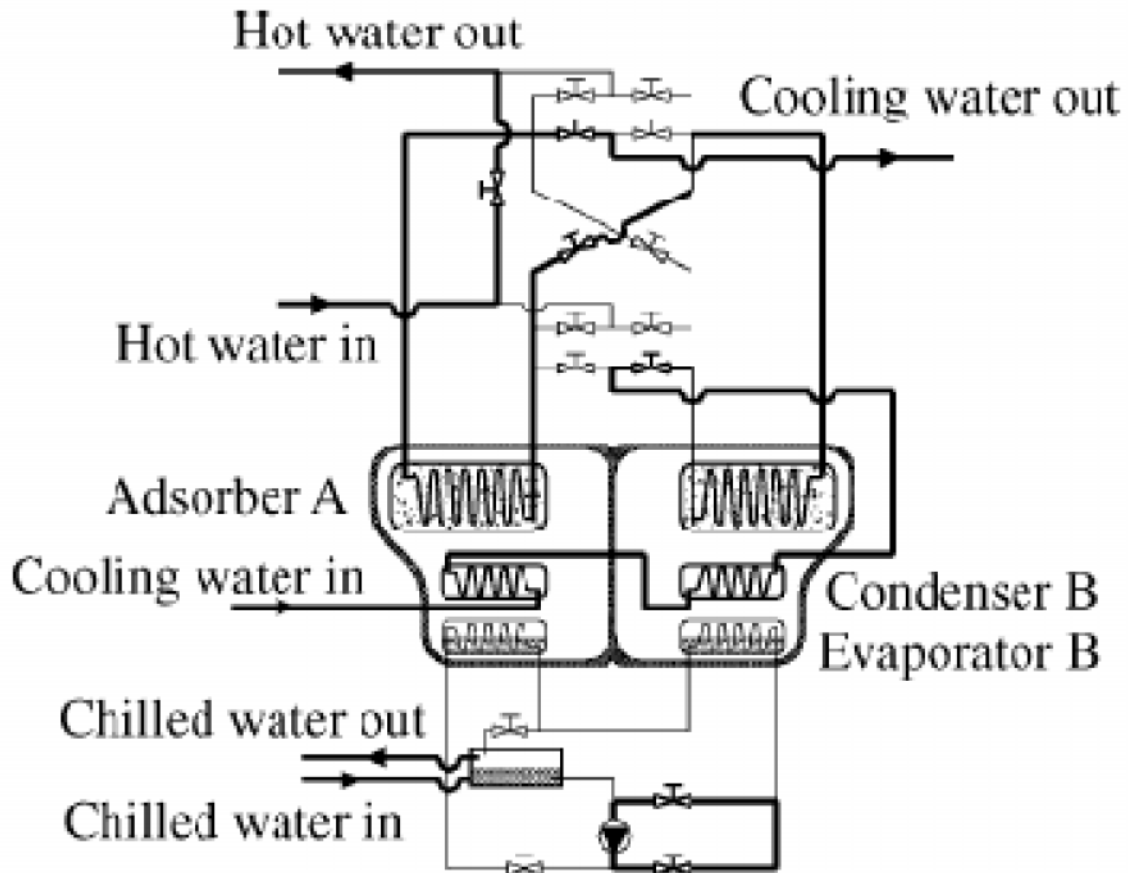


Fig. 6. Processus de récupération de la chaleur [Liu et Wang (2004)].

condenseur. Pendant que la pression d'adsorbant est déterminée par la température saturée de vapeur d'eau dans l'évaporateur, qui monte tandis que la vapeur d'eau est condensée dans l'évaporateur, la température et la pression de l'adsorbant vont vers le haut pendant ce processus (processus A → B dans la figure7).

À l'adsorbant B, dans le processus d'adsorption, l'eau glacée ne circule pas dans l'évaporateur. L'effet d'adsorption est juste d'abaisser la température de l'eau et du métal dans l'évaporateur B à se préparer au prochain processus d'adsorption qui fournit la charge de refroidissement pour les enroulements des ventilateurs. La température et la pression de l'adsorbant toutes deux diminuent pendant ce processus (processus D → E dans la figure7).

## 2.6 Processus d'adsorption/désorption

Dans la figure 5, l'eau froide hors du condenseur B est substituée dans l'adsorbant B. L'eau chaude issue de la source de chaleur est remplacée à l'adsorbant A par la chaleur d'approvisionnement pour générer invariablement la désorption dans l'adsorbant A. Le réfrigérant désorbé est

principalement condensé dans le condenseur A par l'eau froide et réintègre alors directement l'évaporateur A (processus B → C dans la figure 7). Pour l'adsorbant B, pendant qu'il est refroidi par l'eau froide hors des condenseurs, le processus d'adsorption continue. Alors la charge de refroidissement ayant pour résultat le processus d'adsorption est effectuée par la circulation de l'eau glacée pour les enroulements des ventilateurs (processus E → F dans la figure 7).

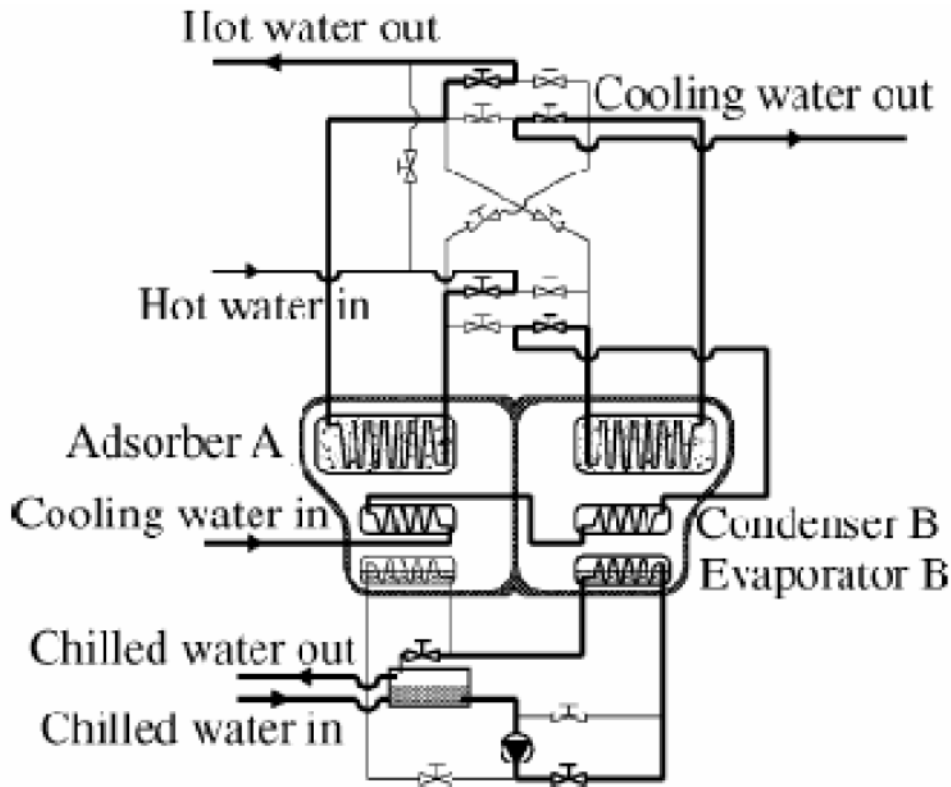


Fig. 5. Processus d'adsorption/désorption [Liu et Wang (2004)].

## 2.7 Processus de récupération de masse :

Dans la figure 6, l'eau glacée circule entre les deux évaporateurs, qui fait respectivement que les températures de l'eau et du métal de l'évaporateur A diminuent et augmentent pour l'évaporateur B, ainsi que la pression de vapeur. Cet effet fait le procédé de désorption dans l'évaporateur A et le processus d'adsorption à l'intérieur de l'évaporateur B continue.

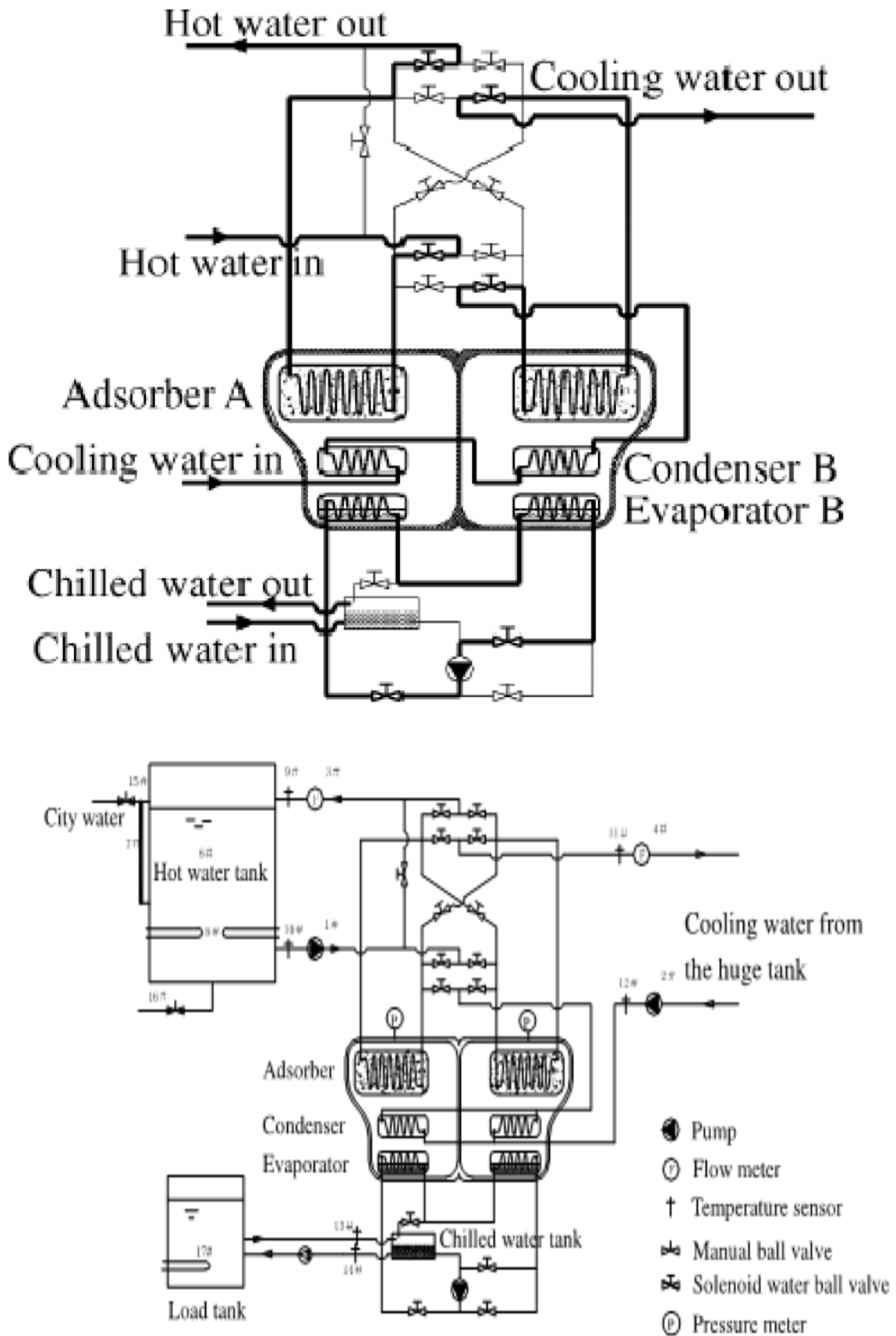


Fig. 6. Processus de récupération de masse [Liu et Wang (2004)].

Pour l'adsorbant A à la fin du procédé de désorption, une quantité soudaine de vapeur d'eau désorbée fait diminuer la température de l'adsorbant en conséquence la température de source de chaleur augmente encore pendant que l'adsorbant gagne la chaleur de l'eau chaude.

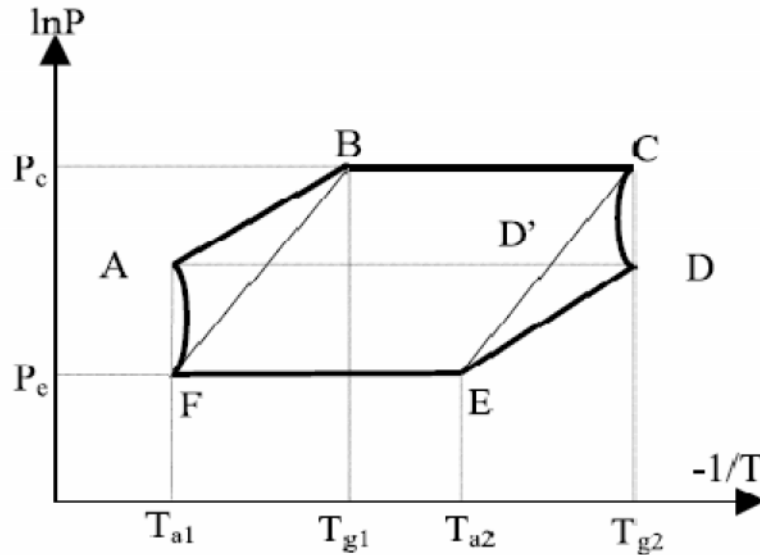


Fig. 7. Diagramme de Clapeyron du cycle idéal pour le système original [Liu et Wang (2004)].

La même chose se produit dans l'adsorbant B, la température dans l'adsorbant B d'abord augmente en raison de l'adsorption soudaine et diminue ensuite à la température de l'eau froide encore (processus C → D, F → A dans la figure 7). Le but principal de ce processus est d'augmenter la capacité efficace d'adsorption dans le cycle de réfrigération, qui, de ce point, est semblable au processus de récupération de masse dans un système conventionnel d'adsorption, comme ça a été étudié par [Wang]. Le cycle théorique conventionnel est décrit comme B → C → E → F → B, le rendement frigorifique sera la masse réfrigérante faite dans un cycle multipliée par la chaleur latente de l'eau. Le réfrigérant faisant un cycle est proportionnel à la différence de capacité d'adsorption entre le point d'adsorption et le point de désorption ( $\Delta x_1 = x_F - x_C$ ). En raison du processus de récupération de masse, le système original avec un cycle F → A → B → C → D E → F aura plus de désorption ou d'adsorption. Le réfrigérant exécutant un cycle est proportionnel à la différence de capacité d'adsorption entre le point d'adsorption et le point de désorption ( $\Delta x_2 = x_F - x_D = x_F - x_C + x_C - x_D = \Delta x_1 + \delta x$ );

Où  $\delta x = (x_C - x_D) = (x_A - x_F)$  est d'augmenter le réfrigérant réalisant le cycle. Sûrement la plus grande valeur de  $\delta x$  de la masse accomplissant un cycle augmentera le rendement de refroidissement dans le processus de récupération de masse.

Il est à préciser que le processus de la récupération de masse dans ce système est plutôt différent de celui dans le système conventionnel. Les différences principales existantes dans les deux systèmes sont énumérées comme suit :

Dans le système conventionnel, le processus de récupérations de masse est réalisé par l'ouverture de la valve du réfrigérant reliant les deux adsorbants. Tandis que dans ce système original, le processus de la récupération de masse est réalisée en circulant l'eau glacée entre les deux évaporateurs par des valves de changement de l'eau dans le circuit de l'eau glacée.

La commande pour la récupération de masse dans un système conventionnel est la différence de pression entre les deux adsorbants, alors que dans ce système original c'est la différence de la température dans les deux évaporateurs.

Le processus de la récupération de masse dans le système original est nécessaire. Dans le processus de récupération de la chaleur, il y a une quantité d'adsorbat adsorbée par l'adsorbant B, mais il n'y a aucun effet de refroidissement produit et l'effet de refroidissement est principalement employé à une plus basse température dans l'évaporateur B. Ce processus diminue la capacité efficace d'adsorption dans le cycle. Le processus de la récupération de la masse peut compenser la quantité d'adsorbant perdue dans le processus de récupération de la chaleur. S'il n'y a aucun processus de récupération de masse, le point D dans la figure 7 sera à la position de D', c'est-à-dire à l'autre côté de la ligne isostère  $C \rightarrow E$  et au-dessus ou au-dessous de la ligne  $A \rightarrow D$  qui dépend essentiellement du degré de récupération de chaleur.

Selon des processus ci-dessus, de la figure 7 qui donne le diagramme de Clapeyron du cycle idéal pour le système original. La prétention doit être faite que le condenseur et l'évaporateur ont la capacité infinie de transfert de chaleur.  $F \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow E \rightarrow F$  représente le cycle dans le nouveau système tandis que  $B \rightarrow C \rightarrow E \rightarrow F \rightarrow B$  représente le cycle conventionnel. Si la durée temporelle de la récupération de la masse dans le nouveau système est assez longue, jusqu'au plus grand degré, la pression peut atteindre la même valeur dans les deux évaporateurs (point A, D).

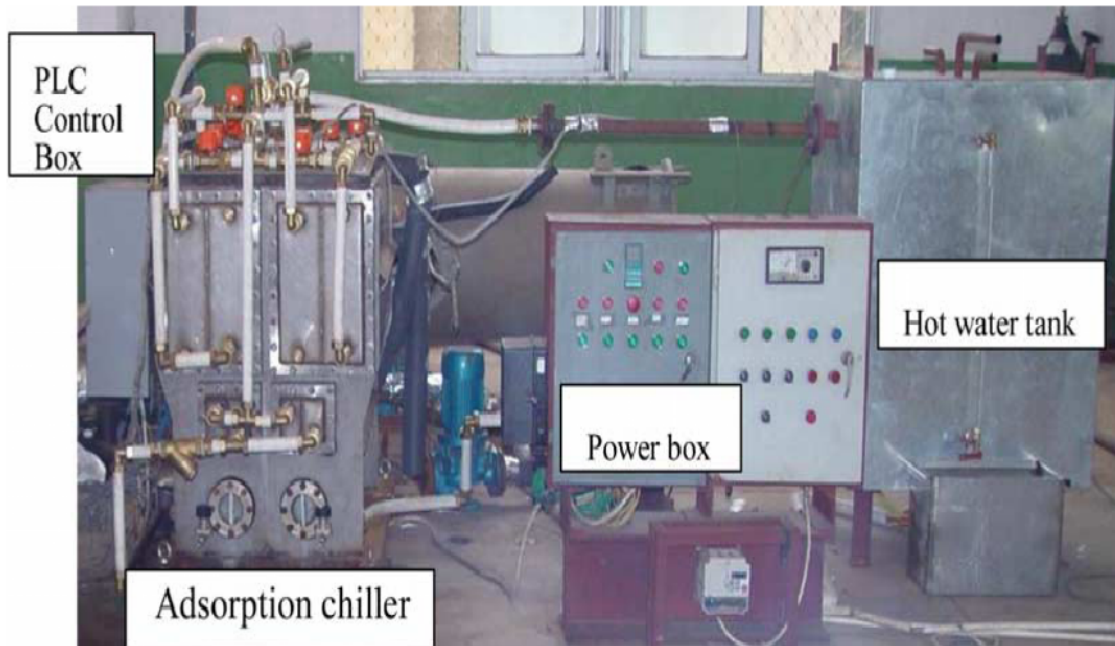


Fig. 8. Image du réfrigérateur d'adsorption et de son système d'essai [Liu et Wang (2004)].

Tableau 1[Liu et Wang (2004)]

<i>Conditions de travail typiques du système d'adsorption</i>	
Paramètres	Valeur
Temps de récupération de masse (s)	20
Temps d'adsorption/désorption (s)	480
Temps de récupération de la chaleur (s)	30
La température de source de chaleur (°C)	85
La température d'entrée de l'eau froide (°C)	28
La température d'évaporation moyenne (°C)	10
Flux chaud d'écoulement d'eau (kg/s)	1
Flux de d'écoulement d'eau froide (kg/s)	0.833
Flux d'écoulement d'eau glacée (kg/s)	0.55

L'image réelle du système d'essai est montrée dans la figure 8. Tous les commutateurs des valves utilisés dans ce système sont des robinets à boules sphériques tournant d'eau. Toute l'action des valves et des pompes utilisées dans le système est commandée par un programmeur de boîte de contrôle (PLC) dans la, ainsi si le réfrigérateur fonctionne, personne n'est censée accomplir des opérations. C'est un prototype fonctionnant fortement avec automatisme.

### 3. Analyse des résultats expérimentaux

#### 3.1 L'effet de la récupération de masse sur la performance du réfrigérateur

Le temps de récupération de la chaleur est assuré par 30 s, qui est un temps assez long pour l'eau chaude contenue dans l'adsorbant à la fin de la phase de désorption à transférer à l'autre à la fin de sa phase d'adsorption.

Le temps de récupération de masse est placé principalement selon la performance du réfrigérateur. Les conditions de travail typiques sont énumérées dans le tableau 1. Le réfrigérateur a été examiné avec différents temps de la récupération de masse et les résultats sont démontrés dans le tableau 2.

De ce tableau 2, on peut voir qu'avec le temps de la récupération de masse ne peut être plus que 100 s, la performance du réfrigérateur détient divers améliorations. Quand la durée de récupération de masse est 20 s, le coefficient de performance a la valeur la plus élevée. C'est principalement parce que le temps de récupération de masse est court et que les processus d'adsorbants sont proches et finissent en adiabatique. Pour l'adsorbant de désorption, la chaleur de désorption provient de la chaleur sensible de l'adsorbant et presque aucune chaleur n'est fournie par la source de chaleur. Et pour l'adsorbant d'adsorption, la chaleur d'adsorption fait augmenter la température de l'adsorbant, ce qui fait que ce dernier ait une température plus élevée au début du prochain processus de désorption.

Tableau 2 [Liu et Wang (2004)]

<i>Effets de la récupération de masse sur la performance du réfrigérateur</i>				
Temps de récupération de masse(s)	Capacité frigorifique		COP	
	Valeur (kW)	$\Delta\%$	Valeur	$\Delta\%$
0	3.05	-	0.208	-
20	3.556	16.6	0.276	32.7
60	3.70	21.3	0.240	15.4
100	3.23	5.9	0.22	5.7

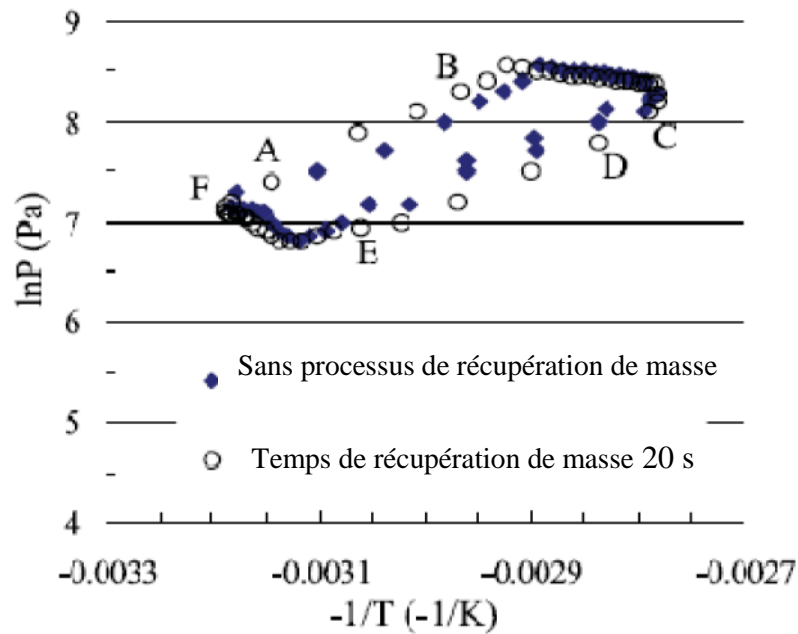


Fig. 9. L'effet de la récupération de masse sur le diagramme de Clapeyron [Liu et Wang (2004)].

Avec la capacité du refroidissement améliorée, la chaleur assurée au système varie avec petit contraste du cycle sans le temps de récupération de masse. Avec le temps de récupération de masse plus longtemps que 20 s, le coefficient de performance commence à diminuer pendant que la chaleur est graduellement fournie au système pendant le processus de récupération de masse. La capacité de refroidissement a la valeur la plus élevée quand le temps de récupération de masse est 60 s. Avec le temps de récupération de masse plus longtemps que 60 s, la capacité de refroidissement commence à diminuer, car il n'y a aucun effet de refroidissement durant de cette période de temps.

La figure 9 démontre l'effet de récupération de masse sur le diagramme de Clapeyron. Il peut se voir que le processus de récupération de masse prolonge la capacité efficace d'adsorption.

### 3.2 La température d'adsorbant

La figure 10 montre une série typique de réfrigérateur d'adsorption, dans laquelle les températures des deux adsorbants à lit, les températures d'entrée et de sortie de l'eau de chauffage et de l'eau froide sont illustrées.

Un réservoir d'eau chaude de  $1\text{m}^3$  avec une puissance maximum de chauffage de 40 kilowatts a été fourni comme source de chaleur dans le système d'essai. La température d'eau chaude du réservoir peut être placée à n'importe quelle valeur spécifique selon le besoin réel en contrôlant la boîte de puissance. Cette figure démontre que la source de chaleur a eu un approvisionnement



plutôt régulier pour le réfrigérateur et la température d'eau chaude a flotté de 82.9 à 85.8 °C. À partir des courbes, la conclusion peut être faite que le transfert de chaleur dans l'adsorbant avait été augmenté considérablement en employant ce genre d'échangeur de chaleur particulièrement conçu parce que près de la fin du processus de désorption, qui a duré seulement 480 s, l'adsorbant a eu la même valeur de la température que la température d'entrée d'eau chaude.

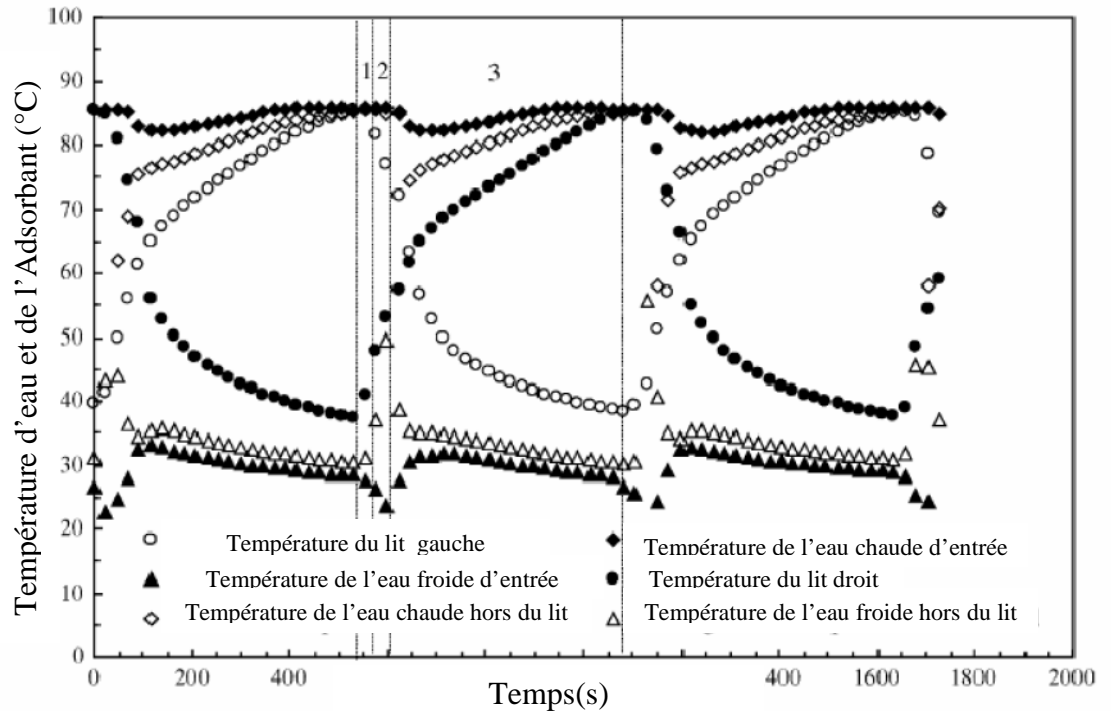


Fig. 10. Adsorbant et température de l'eau chaude ou froide. (1-processus de récupération de masse, 20 s ; 2- processus de récupération de chaleur, 30 s ; 3- processus d'adsorption/désorption, 480 s) [Liu et Wang (2004)].

Car il y avait peu d'adsorbant (vapeur d'eau) libéré de l'adsorbant, peu de chaleur fournie était essentiel à l'adsorbant et il n'y avait pas de différence de température entre les températures d'entrée et de sortie d'eau chaude et l'adsorbant.

Le résultat était différent quand l'adsorbant a été refroidi par l'eau froide dans le processus d'adsorption. La fluctuation de la température d'entrée de l'eau froide sera expliquée plus tard, qui a été principalement influencée par le condenseur. Les courbes de la température d'entrée et de sortie de l'eau froide démontrent que pendant le procédé de refroidissement, la différence de la température existe tout le temps et le transfert de chaleur à partir de l'adsorbant à écouler l'eau continue jusqu'à ce que la phase s'accomplissant de l'adsorption/désorption ait été décalée. Ces différences entre la désorption et le processus d'adsorption sont spécialement déterminées par la

propriété d'exécuter des paires du silicagel et de l'eau et là sont des différences de température entre la source adsorbante à lit et de la chaleur ou un corps de chauffe évidemment. Le procédé de désorption était relativement plus rapide que le processus d'adsorption.

### 3.3 Flux thermique de condensation dans les condenseurs

De la figure 4, les deux condenseurs sont reliés en série, Ce qui veut dire, l'eau froide émanant de la tour de refroidissement entre d'abord dans le condenseur A.

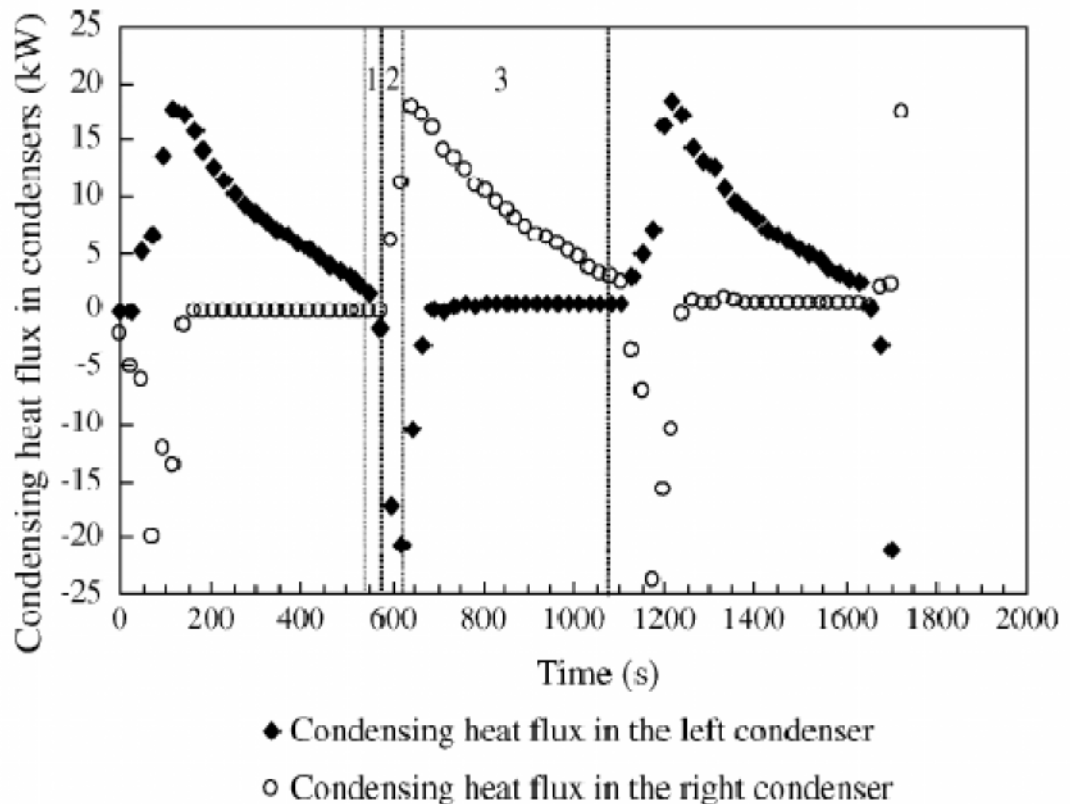


Fig. 11. Flux thermique de condensation dans les condenseurs. (1- Le processus de récupération de masse, 20 s ; 2- Processus de récupération de chaleur, 30 s ; 3- Processus d'adsorption/désorption, 480 s) [Liu et Wang (2004)].

En sortant de ce dernier l'eau froide pénètre dans le condenseur B et coule alors dans l'adsorbant qui a besoin d'être refroidi dans le processus d'adsorption. Si l'adsorbant A a juste fini le processus d'adsorption et l'adsorbant B a aussi fini le procédé de désorption, alors dans le processus de récupération de la chaleur, l'adsorbant A commence la désorption et B commence l'adsorption. Comme au début du processus d'adsorption, l'évaporation de l'eau est plutôt prospère et la réfrigérante eau se précipite habituellement dans l'évaporateur vers le haut dans tout le condenseur en raison de la différence à haute pression où elle s'évapore.

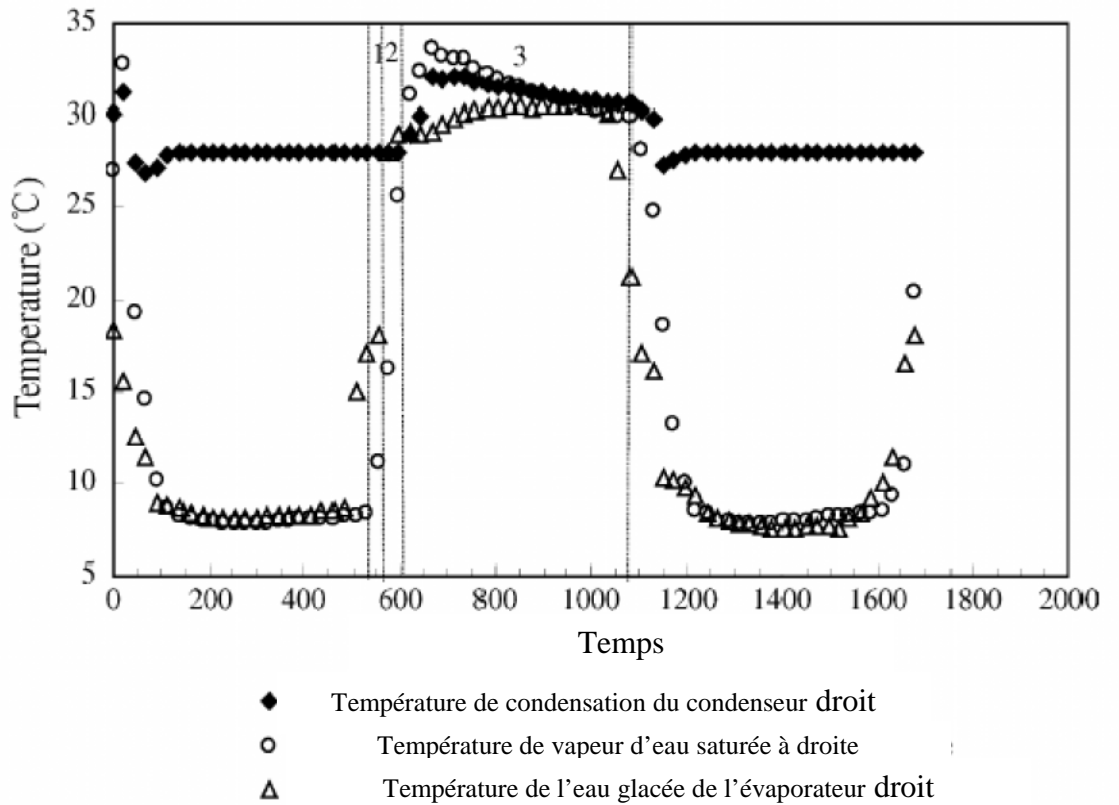


Fig. 12. La température de condensation du système [Liu et Wang (2004)].

De ce fait l'eau froide est refroidie par l'évaporation de l'eau (qui indique la puissance frigorifique perdue) et l'eau froide hors du condenseur a une plus basse température que celle de l'admission. Dans le prochain processus de récupération de la chaleur, l'adsorbant A commence le processus d'adsorption, l'eau froide hors du condenseur A (entrant dans le condenseur B) est refroidi par évaporation de l'eau, qui mène à la température de l'eau froide hors du condenseur B (entrant dans l'adsorbant d'adsorption) en conséquence diminue. Ainsi le phénomène de la température de l'adsorbant entrant de l'eau froide fluctuante (dans figure 10) pourrait être expliqué de cette façon.

La figure 11 donne la variation de condensation du flux thermique par rapport au temps dans les deux condenseurs. La valeur positive signifie que le flux thermique de condensation du condenseur et la valeur négative signifie la puissance frigorifique perdue pendant le processus de récupération de la chaleur. Il se conçoit que la puissance frigorifique maximum perdue a atteint plus de 20 kilowatts et le temps durant est environ 100 s. Il s'est principalement produit pendant le processus de récupération de la chaleur et dans le vrai processus d'adsorption, ce phénomène existait toujours mais l'effet était très faible.

La perte de refroidissement moyenne pendant le processus d'adsorption peut être calculée par l'équation suivante ;

$$Q_{\text{frigorifique,perdue}} = \frac{\int_0^t q_{\text{frigorifique,perdue}} dt}{480} \quad \text{Eq. (2) [Liu et Wang (2004)]}$$

où  $q_{\text{frigorifique,perdue}}$  représente la valeur instantanée de la perte frigorifique,  $t$  est la période temporelle existante de la perte frigorifique,

$\int_0^t q_{\text{frigorifique,perdue}} dt$  est la quantité globale de la perte frigorifique pendant le temps d'adsorption,

$Q_{\text{frigorifique,perdue}}$  est la perte frigorifique moyenne pendant le long temps durant le long du temps de 480s d'adsorption (temps de réfrigération).

Par calcul, la puissance de refroidissement moyenne perdue pendant le processus d'adsorption était 2.35 kilowatts. Les données expérimentales ont prouvé que cette valeur garde presque la difficulté de constance de différentes conditions de travail. Il est à préciser que les résultats modifiés du tableau 7 sont basés sur ce résultat.

Si ce problème pourrait être résolu, la puissance de refroidissement et le coefficient de performance du réfrigérateur peuvent être considérablement améliorés. En fait, ce problème a été avec succès résolu par le prototype de seconde génération.

De la figure 11, le flux thermique de condensation augmente pendant que le procédé de désorption continue, celle ci atteint la valeur maximum et puis diminue rapidement. Ca démontre que les possibilités de transfert de chaleur du condenseur sont assez pour le système et elles pourraient même être rendues plus petites.

### 3.4 La température de condensation

La figure 12 donne trois courbes pour indiquer la condensation de la vapeur d'eau dans le réfrigérateur, d'où la température saturée de vapeur d'eau dans la coquille d'aile gauche, la température de condensation dans le condenseur gauche et la température de l'eau réfrigérante dans l'évaporateur gauche. Au processus de récupération de la chaleur, l'adsorbant A commence à désorber l'eau réfrigérante et juste à la fin de l'adsorption pendant le processus de récupération de masse, l'évaporateur a une plus basse température saturée de l'eau que le condenseur.

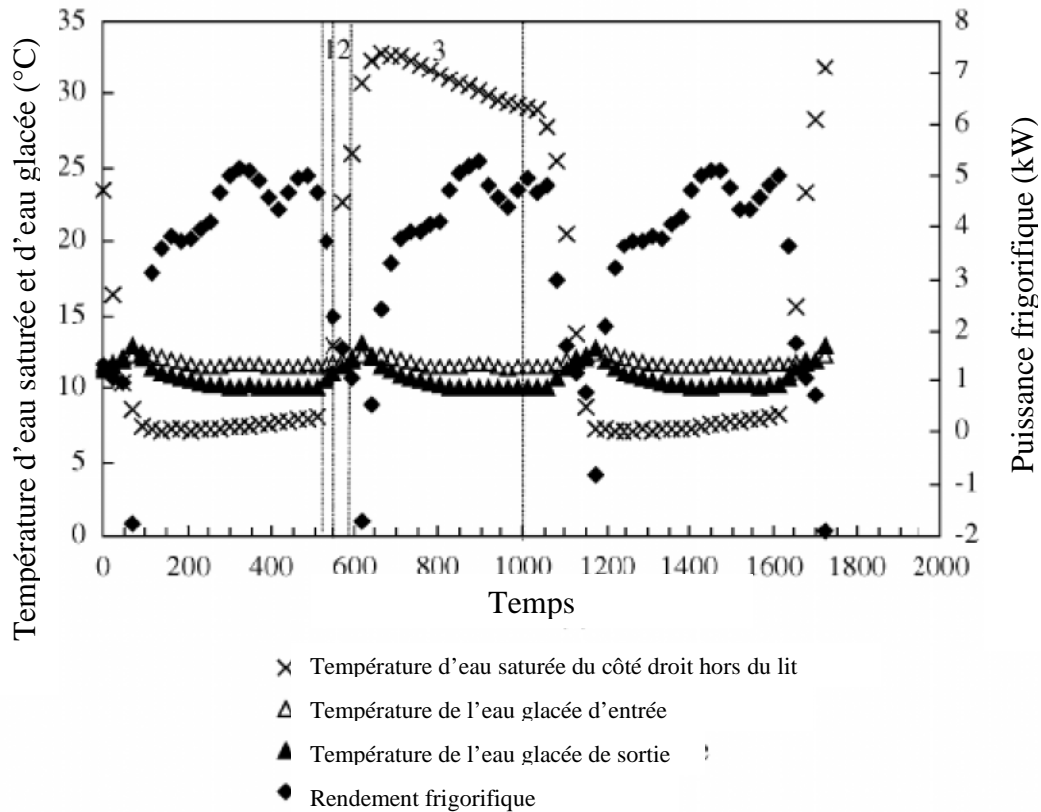


Fig. 13. Rendement de l'eau de puissance glacée de températures et de refroidissement du système [Liu et Wang (2004)].

La condensation de la vapeur d'eau libérée de l'adsorbant est principalement condensée dans l'évaporateur et il y a peu d'eau condensée dans le condenseur parce qu'il a une température de condensation constante pendant ce temps. Ainsi au cours de cette période, la température de condensation dans le condenseur reste constante et la température dans l'évaporateur augmente jusqu'à ce qu'elle atteigne la température de condensation du condenseur, puis la condensation se produit principalement dans le condenseur. Le liquide condensé tombe illico dans l'évaporateur et cause l'augmentation de la température le long avec le processus de la désorption. De la température saturée de vapeur d'eau, la plus grande quantité de désorption ne se produit pas dans le processus de récupération de la chaleur mais plus tard elle est principalement condensée dans le condenseur.

### Évaporation et températures de l'eau glacée

Dans la figure 13, la puissance de refroidissement du réfrigérateur, l'eau glacée d'entrée et de sortie la température du réfrigérateur et la température de vapeur d'eau saturée de l'unité de côté droit sont démontrées. Un petit réservoir d'eau de 0.1 m<sup>3</sup> avec cinq radiateurs électriques (qui ont la capacité de chauffage de 9 kilowatts au total) simule la charge de refroidissement et compense

Table 4 [Liu et Wang (2004)]

**Performance du premier prototype (température de source de chaleur 85°C, température d'entrée d'eau froide 28°C)**

Temp. moyenne évaporative dans l'évaporateur (°C)	Temp. moyenne de sortie glacée d'eau (°C)	Temp. moyenne d'eau glacée d'entrée (°C)	Puissance de refroidissement (kW)	COP
5	7.9	12	2.02	0.198
7	10	14	3.56	0.257
10	12.8	16	5.07	0.350
12	15.2	18	6.42	0.404
15	18.3	21	7.34	0.419

la puissance de refroidissement développée par le réfrigérateur. Les réchauffeurs ont été commandés par le programme informatique afin d'obtenir des températures constantes de l'eau glacée sortant du petit réservoir de charge et circulant vers l'évaporateur. En variant la puissance de chauffage des réchauffeurs, la température d'évaporation du réfrigérateur peut être réglée en conséquence. La pompe fournit le refroidissement au petit réservoir tout le temps. Issue de la puissance de refroidissement fournit, on peut concevoir que bien qu'il n'y ait aucun refroidissement produit pendant le récupération et le processus de récupération de chaleur de masse, le réfrigérateur a un résultat de refroidissement plutôt continu sauf que seulement un point est en-dessous de zéro, qui est dû au stockage de refroidissement dans le petit réservoir attaché au réfrigérateur qui a principalement utilisé pour le processus de récupération de masse. Juste en raison de l'effet de refroidissement de stockage du petit réservoir, le rendement de puissance du refroidissement maximum ne se produit pas au début de l'adsorption comme d'autres systèmes d'adsorption. Pour commander les serpents de chauffage dans le réservoir, la température glacée d'entrée de l'eau du réfrigérateur peut être stabilisée à 13 °C et la température glacée moyenne de sortie de l'eau du réfrigérateur est environ 10 °C. La température d'évaporation moyenne est environ 7 °C.

Tableau 3 [Liu et Wang (2004)]

**Performance du premier prototype (température de source de chaleur 85°C, température moyenne d'évaporation 7°C)**

Température d'eau froide d'entrée (°C)	Puissance de refroidissement (kW)	COP
25	5.81	0.365
26	4.70	0.320
28	3.27	0.276
30	2.79	0.212
32	2.27	0.188

### 3.5 Exécution du réfrigérateur

Avec la température d'entrée d'eau chaude de 85 °C et la température d'entrée de l'eau froide étant à 28 °C, le réfrigérateur est testé aux différentes températures d'évaporation et les résultats sont recensés dans le tableau 3. Il se peut que le réfrigérateur a une très haute capacité de refroidissement quand la température d'évaporation est plus que 10 °C. Quand la température d'évaporation est 15 °C, la capacité de refroidissement atteint 7.3 kilowatts. Si ce réfrigérateur est employé dans le dispositif de refroidissement conventionnel que la chaleur latente est également manipulée par le même réfrigérateur (la température d'évaporation étant de 5 à 10 °C), elle a une capacité de refroidissement de 2 à 5 kilowatts et d'une valeur de coefficient de performance de plus de 0.2. Si elle est employée dans le système hybride dans lequel la chaleur latente pourrait être manipulée par l'équipement additionnel de déshumidification de telle façon que la roue déshydratante (la température d'évaporation est environ 15 °C), elle a une capacité de refroidissement de 7 kilowatts et d'une valeur de coefficient de performance de plus de 0.4, qui a des potentiels très grands d'application.

La température de condensation est critique dans la réfrigération d'adsorption, donc la température d'adsorption. Le réfrigérateur est étudié à de diverses températures d'entrée d'eau froide et les résultats sont annoncés dans le tableau 4. Les conditions de travail sont identiques que ceux dans le tableau 1 sauf que la température d'évaporation est 7 °C (la température de l'eau glacée d'entrée

est stabilisée à 14 °C et la température de l'eau glacée moyenne de sortie est 10 °C) et la température d'entrée de l'eau froide est variable.

La capacité de refroidissement et le coefficient de performance diminuent rapidement avec l'augmentation de la température d'entrée de l'eau froide. Quand la température d'entrée de l'eau froide atteint plus de 32 °C, la capacité de refroidissement et le coefficient de performance diminuent à 2.3 kilowatts et 0.19, respectivement.



**Fig. 14. Le nouveau refroidisseur développé d'adsorption à eau glacée d'eau (Seconde génération) [Liu et Wang (2004)].**

#### **4. Prototype de deuxième génération**

Visant à résoudre les problèmes qui existe dans le premier prototype, le deuxième prototype est conçu et produit pour améliorer les performances, comme montrée dans la figure 14. Les mesures prises incluent principalement :



les six échangeurs de chaleur (deux lits, deux condenseurs et deux évaporateurs) sont enfermés dans la coquille externe et la coquille externe est dans son ensemble unifié et soudée sauf que les sorties et les entrées des échangeurs de chaleur sont laissées dehors. Pour le premier prototype, les échangeurs de chaleur et la coquille externe sont reliés par brides et les échangeurs de chaleur peuvent être retirés de la coquille au besoin, ce qui rend difficile de garder le vide pour le système.

les condenseurs, qui dans le premier prototype sont des échangeurs de chaleur à ailerons plats, sont une coquille et des échangeurs à tubes de chaleur pour diminuer la quantité de l'eau (réfrigérant) fixée aux plats en cours du processus de désorption de sorte que toute l'eau libérée du lit puisse descendre vers l'évaporateur.

la manière de transfert de masse dans les lits est également altérée pour augmenter le transfert de masse dans les lits.

la cloison qui est placée entre l'évaporateur et le condenseur pour empêcher l'eau de se précipiter vers le haut au début de l'adsorption est changée et remodelée pour réduire au maximum la perte de refroidissement.

L'essai primaire pour le deuxième prototype a conclut maintenant que les résultats d'exécution sont un peu meilleurs que le premier prototype.

Tableau 5 [Liu et Wang (2004)]

***Essai primaire du deuxième prototype (température de source de chaleur de 80°C, température d'entrée d'eau froide 25°C)***

Temp. moyenne d'évaporation dans l'évaporateur (°C)	Temp. moyenne de sortie glacée d'eau (°C)	Puissance de refroidissement (kW)	COP
5	7.7	4.3	0.302
*** <b><u>7</u></b>	<b><u>9.8</u></b>	<b><u>5.93</u></b>	<b><u>0.369</u></b> ***
10	12.9	7.13	0.423
13	15.7	9.02	0.504

Tableau 6 [Liu et Wang (2004)]

**Résultats expérimentaux du refroidisseur conventionnel à eau glacée**

La température d'entrée de l'eau froide		32°C	30°C	25°C
Eau chaude d'entrée	Eau glacée d'entrée	$COP_{exp}$	$COP_{exp}$	$COP_{exp}$
85	14	0.28	0.34	0.40

Les résultats sont démontrés dans le tableau 5. La source de chaleur et la température de l'eau moyenne de refroidissement sont respectivement,

80.6 et 25 °C et les autres conditions de travail sont juste les mêmes que ceux dans le tableau 1. Pour le premier prototype (tableau 4), aux conditions de travail de la température de source de chaleur étant 85 °C et température d'entrée de l'eau froide étant 25 °C et les autres conditions de travail sont identiques que dans le tableau 1, la capacité de refroidissement est environ 5.8 kilowatts et le coefficient de performance est 0.365. À partir du tableau 5, la conclusion peut être faite à cela

Le fonctionnement du deuxième prototype avec la chaleur la température de source étant de 80.6 °C est juste identique que celle du premier prototype fonctionnant avec une température de source de chaleur de 85 °C. Avec une source de chaleur de 80 °C, 9 kilowatts se refroidissant avec un coefficient de performance plus de 0.5 ont pu être fournis à température d'évaporation de 13°C.

À partir du résultat dans les tableaux 7 et 8, dans lesquels, les prototypes des deux générations ont les conditions identiques de fonctionnement, la conclusion peut également être faite à cela, la performance a été fortement améliorée par le de seconde génération de prototype.

## **5. Comparaison d'exécution de ce système original et du système conventionnel**

Le refroidisseur d'eau conventionnel d'adsorption de deux-lit utilisant le silicagel et l'eau en tant que couple fonctionnant a été commercialisé au Japon. Et ce genre de système a été intensivement étudié par l'équipe de Kashiwagi. Les résultats expérimentaux avec les conditions de travail semblables des deux réfrigérateurs sont sélectionnés ici pour comparer les uns avec les autres.

Comme la SCP (capacité de refroidissement spécifique) du réfrigérateur d'adsorption du silicagel et d'eau n'a été jamais rapporté dans les littératures, la comparaison est faite principalement selon le coefficient de performance.

Pour les deux adsorbants, un condenseur et un évaporateur du système conventionnel, avec le temps de récupération de la chaleur étant de 30 s et le temps d'adsorption/désorption étant de 420 s, le tableau 6 démontre les résultats expérimentaux (la position originale pour ces données peut être trouvée dans le tableau 6 dans la littérature).

Tableau 7 [Liu et Wang (2004)]

**Résultats expérimentaux du refroidisseur original à eau glacée (prototype de première génération)**

La température d'eau froide d'entrée		32°C		30°C		25°C	
Eau chaude d'entrée	Eau glacée d'entrée	$COP_{exp}$	$COP_{mod}$	$COP_{exp}$	$COP_{mod}$	$COP_{exp}$	$COP_{mod}$
85	14	0.188	0.364	0.212	0.374	0.365	0.498

Pour le système à étudier, des résultats expérimentaux avec les conditions de travail semblables en tant que ceux du réfrigérateur conventionnel sont sélectionnés dans les tableaux 3 et 4 et le tableau 7. Les résultats originaux sont du rendement réel du refroidissement dans le réservoir de charge pendant l'expérience et les résultats modifiés sont basés sur la perte de refroidissement pendant le processus de récupération de la chaleur (section 3.3).

Les résultats modifiés sont calculés comme suit :

$$Q_{res,mod} = Q_{res,exp} + \frac{Q_{refroid,perdue} \times 480}{530} \quad \text{Eq. (3) [Liu et Wang (2004)]}$$

Où  $Q_{res,mod}$  signifie la puissance due aux résultats modifiés et  $Q_{res,exp}$  est la puissance due aux résultats expérimentaux aussi  $Q_{refroid,perdue}$  est la puissance de refroidissement perdue moyenne pendant le long temps d'adsorption de 480 s (Eq. (2)),

le deuxième terme du côté droit signifie la perte de refroidissement moyenne pendant la durée du cycle (longue désorption/adsorption 480 s de temps, long temps de récupération de chaleur de 30 s et de 20 s long temps rétablissement de masse).

$$COP_{mod} = \frac{Q_{res,mod}}{Q_{chaleur,exp}} \quad \text{Eq. (4) [Liu et Wang (2004)]}$$

À partir des résultats dans les tableaux 6 et 7, la conclusion peut être faite que la performance du premier prototype avec la récupération de chaleur et du processus de récupération de masse est inférieure à celle du réfrigérateur conventionnel avec le processus de récupération de la chaleur. La performance du système original peut être considérablement améliorée quand le problème de refroidir la perte est résolu. Les résultats modifiés démontrent que le système original a des valeurs plus élevées de coefficient de performance que le système conventionnel s'il n'y a aucune perte de refroidissement. En fait, ce problème a été avec succès résolu par le réfrigérateur de seconde génération. Afin de prouver ceci, le tableau 8 donne les résultats d'essai du prototype de seconde génération avec les conditions de travail semblables. Ces résultats prouvent la conclusion que le système original peut améliorer le coefficient de performance rivalisant avec les systèmes conventionnels. Mais les résultats d'expérience dans le tableau 8 sont légèrement inférieurs aux résultats modifiés dans le tableau 7, comme méthode modifiée dans Eq. (2) n'est pas très précise. En fait, le réfrigérant évaporé dans le condenseur a une température plus élevée d'évaporation que celle dans l'évaporateur pendant que l'eau froide fournit au condenseur la température ambiante. Ainsi la valeur du terme  $Q_{refroid,perdue}$ , est la perte évaluée est un peu plus haute de cette façon.

Tableau 8 [Liu et Wang (2004)]

**Résultats expérimentaux du refroidisseur original à eau glacée (prototype de seconde génération)**

La température d'entrée de l'eau froide		32°C	30°C	25°C
Eau chaude d'entrée	Eau glacée d'entrée	$COP_{exp}$	$COP_{exp}$	$COP_{exp}$
85	14	0.313	0.361	0.490

Le même système conventionnel avec le processus de récupération de masse (utilisant une valve de réfrigération reliant les deux adsorbants pour égaler la pression, d'où processus conventionnel de rétablissement de masse) est également étudié par [Akahira et al. (2004)].

Les résultats de simulation démontrent que quand la température d'entrée d'eau chaude, la température d'entrée de l'eau de refroidissement et la température de l'eau glacée sont 85, 30 et 14 °C, respectivement, la valeur calculée du coefficient de performance est 0.4. En comparant les résultats aux mêmes conditions de travail dans les tableaux 7 et 8, donc le résultat simulé est plus haut que celui du système original.

## Conclusions

Des expériences sont effectuées sur un réfrigérateur continu d'adsorption avec la conception originale, dans laquelle l'adsorbant, l'évaporateur et le condenseur sont enfermés dans une coquille pour former une unité, deux unités qui forment un compact réfrigérateur d'adsorption. La chose la plus prometteuse est qu'aucune valve de vide n'est nécessaire. Les résultats démontrent que ce nouveau prototype est très approprié pour utiliser la source de chaleur de basse température s'étendant de 70 à 85 °C. Par l'analyse des données expérimentales, les conclusions peuvent être tirées comme suit :

les possibilités de transfert de chaleur ont été considérablement augmentées en employant des échangeurs de chaleur à ailerons plats comme adsorbant, condenseur et évaporateur.

le processus de récupération de masse a été suggérée pour améliorer la performance et le petit réservoir d'eau glacée principalement utilisé pour le processus de récupération de masse, a de la capacité de stocker le refroidissement pendant le processus d'adsorption, ainsi le système pourrait sans interruption assurer le refroidissement pendant la récupération de chaleur et le processus de récupération de masse.

le réfrigérateur (silicagel de 26.4 kilogrammes dans chaque adsorbant) peut assurer la capacité de refroidissement s'étendant 2 à 7.3 kilowatts et un coefficient de performance de 0.2 à 0.42 en accord avec les différentes températures d'évaporation.

les résultats d'essai du deuxième prototype ont démontré que la performance a été fortement améliorée. Le deuxième réfrigérateur avec la température de source de chaleur étant 80.6 °C ont la même que le premier réfrigérateur avec la température de source de chaleur étant 85 °C. Avec les conditions de travail semblables dans les tableaux 7 et 8, le coefficient de performance a été fortement amélioré, ce qui a démontré que le problème existant dans le premier prototype a été résolu avec succès.

La comparaison des résultats des deux types du système démontrent que le système original a une plus haute performance que le conventionnel avec le processus de récupération de la chaleur.

## 6. Calcul de la surface de captation dans le site de Biskra

Nous allons estimer avec une méthode de calcul de la surface de captation pour le système de refroidissement détaillé et qui a utilisée pratiquement une surface de captation type plan ou sous vide. Le rayonnement solaire journalier  $E$  à Biskra est de  $7.5 \text{ kWh/m}^2$  [Capderou (1985)].

### 6.1 Besoin d'eau chaude pour le refroidisseur d'adsorption

Pour calculer la quantité d'énergie nécessaire à la production d'eau chaude utilisée par le refroidisseur du système de réfrigération solaire à adsorption, il faut d'abord connaître le volume d'eau chaude nécessaire pour un bon fonctionnement du système. D'après la description précédente des composantes du système, on a le débit d'eau chaude pour le refroidisseur d'adsorption  $1.00 \text{ kg/s}$ . Lors d'une opération de 12h (9 h jusqu'à 17 h) on a besoin de volume d'eau égal 28800 litres, alors la quantité d'énergie nécessaire  $E_{ECN}$  utilisée par le refroidisseur d'adsorption est donnée par [Kharchi, Benyoucef et al. (2007)] :

$$E_{ECN} = \rho \cdot C_p \cdot V (T_{EEC} - T_{SEC}) \quad (\text{Eq. 5})$$

Où  $C_p$  est la capacité calorifique de l'eau ( $4200 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ ),  $\rho$  sa masse volumique ( $1 \text{ kg/l}$ ), et  $T_{EEC}$   $T_{SEC}$  température d'entrée, sortie d'eau chaude. Les températures d'entrée et de sortie d'eau chaude sont prisent  $85^\circ\text{C}$  et  $70^\circ\text{C}$  respectivement [Wang (2005)].

Le besoin énergétique sera :  $E_{ECN} = 504 \text{ kWh}$  pour un refroidisseur.

Le système installer se compose de deux refroidisseur donc le besoin sera :  $E_{ECN} = 1008 \text{ kWh}$

### 6.2 Estimation de la surface de captation pour le système installer

Pour déterminer la puissance solaire disponible, on a besoin des valeurs des coefficients suivants:

$E$  : énergie solaire reçue en  $\text{kWh/m}^2 \cdot \text{jour}$ .

$C_i$  : coefficient d'inclinaison des capteurs.

$C_o$  : coefficient d'orientation des capteurs.

$C_c$  : coefficient de correction du fluide caloporteur.

$\eta$  : Rendement du capteur solaire.

$$PSD = E \cdot \eta \cdot C_i \cdot C_o \cdot C_c \quad (\text{Eq. 6})$$

Les valeurs des coefficients sont des valeurs génériques:

$C_i = 0.999$  ;  $C_o = 1$  (sud) ;  $C_c = 1$  [Kharchi, Benyoucef et al. (2007)].

$\eta = 0.65$  pour un capteur plan, Le rayonnement solaire journalier  $E$  à Biskra est de  $7.5 \text{ kWh/m}^2$  [Capderou (1985)].  $PSD = 4.87 \text{ kW/m}^2$

Donc on trouve une surface de captation nécessaire :  $S = \frac{E_{ECN}}{PSD} = \frac{1008}{4.87} = 207 \text{ m}^2$  donc  $S$  est égal à  $207.00 \text{ m}^2$  comme surface de captation solaire pour les capteurs plans à la région de Biskra.

Nous allons calculer la surface de captation pour le même système, mais cette fois adaptée à la région de Biskra et pour le même type de capteur sous vide ( $\eta = 0.8$ ) en suite pour type de capteur plan ( $\eta = 0.65$ ). Le rayonnement solaire journalier  $E$  à Biskra est de  $7.5 \text{ kWh/m}^2$  [Capderou (1985)].

Donc on trouve une puissance solaire disponible,  $PSD = 4.87 \text{ kW/m}^2$  et la surface de captation nécessaire donc  $S$  égal  $116.00 \text{ m}^2$  à Biskra pour capteur sous vide. Pour un capteur plan la puissance solaire disponible  $PSD = 5.94 \text{ kW/m}^2$  sera donc la superficie  $S$  sera  $142.00 \text{ m}^2$ .

la surface de captation sous vide est  **$S_{\text{vide}} = 116 \text{ m}^2$**

la surface de captation plan est  **$S_{\text{plan}} = 142 \text{ m}^2$**

## **Conclusion générale**

Sachant que l'Algérie est un grand champ solaire, nous préconisons d'avoir beaucoup d'études et d'essais de plusieurs prototypes notamment sur la réfrigération solaire. Notre réflexion s'axe toujours pour le bien être de l'homme que ce soit dans la vie active ou passive, certainement plus on développe les équipements convoités par l'homme plus on tend à intégrer les énergies renouvelables comme source motrice.

L'objectif de ce travail est de proposer une solution technologique solaire de conservation frigorifique des produits agroalimentaires notamment les dattes. C'est la première fois qu'une telle étude s'effectue à l'Université de Biskra dans le but de diminuer la forte consommation d'électricité qui demeure un problème nationale.

Les deux premiers chapitres ont permis d'aboutir à la sélection des techniques de sorption comme technologies potentielles pour une éventuelle installation de chambre de conservation frigorifique des dattes dans la région de Biskra. Par la suite, nous avons développé une étude comparative technico-économique pour un bahut frigorifique entre un système de réfrigération classique (compression mécanique) et de réfrigération solaire à adsorption.

Notre intervention consiste à promouvoir la faisabilité d'un bahut frigorifique de conservation des dattes par adsorption solaire de 115 m<sup>3</sup>. A l'issue de l'étude bibliographique, nous avons sélectionné le modèle de réfrigération compact de Liu et Wang (2004). Ce choix se résume à un refroidisseur (Chiller), utilisant le couple silicagel-eau, présentant le deuxième prototype du refroidisseur à adsorption à eau glacée de seconde génération. Le silicagel est un adsorbant capable d'atteindre des températures de refroidissement de l'ordre de 0°C (chambre froide positive) qui est économique et disponible. Ce modèle est un ensemble compact intégrant deux évaporateurs, deux adsorbants, deux générateurs d'eau chaude et un kit d'accessoires. Ce dernier est caractérisé par une température d'évaporation de 7 °C, une température d'eau glacée de 9.8 °C, un COP de 0.369 et une puissance frigorifique de 5.93 kW. La température d'eau froide est de 25°C et la température d'eau chaude est d'environ 80 °C. L'isolation de notre local frigorifique est assurée par le polystyrène expansé, matériau économique, fortement commercialisé qui a prouvé son efficacité dans le monde professionnel du froid.

Enfin, ayant un penchant pour l'élaboration d'un réfrigérateur solaire à adsorption, nous concéderons le présent mémoire comme support de base pour une prochaine étude technique



détaillée d'un prototype à installer dans la région de Biskra avec des partenaires nationaux et étrangers. Nous concéderons que les réfrigérateurs solaires à adsorption seront très avantageux pour la conservation des produits cueillis des plantations des agriculteurs locaux. Nous pensons également que le système à énergie classique tend vers un avenir constamment coûteux (consommation électrique perpétuelle temporellement) et un système régénérable à énergie renouvelable affluant vers une ère économiquement gracieuse et très prometteuse. Les énergies renouvelables sont une alternative inéluctable pour toute l'humanité, d'où notre adhérence à cette réalité en essayant d'orienter une réflexion conceptuelle dans ce sens pour illustrer des solutions pilotes à caractère d'énergie non polluante pour nos activités professionnelles spécialement dans le créneau de la conservation des dattes à amortissement économique et à moindre coût.

## Références bibliographiques

- A. Akahira, K.C.A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Mass recovery adsorption refrigeration cycle improving cooling capacity, *Int J Refrig* 27 (3) (2004) 225–234.
- Al-Karaghoul, A., I. Abood, N. I. Al-Hamdani, "The solar energy research center building thermal performance evaluation during the summer season." *Energy Conversion and Management* 32: 409-417 (1991).
- André, P., S. Thomas, Les systèmes solaires thermiques. Energie renouvelable, quelle technologie pour quel usage ?, Université de Liège, Département des Sciences et Gestion de l'Environnement (2008).
- Anyanwu, E., N. Ogueke, "Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator." *Renewable energy* 30(1): 81-96 (2005).
- Anyanwu, E. E., "Review of solid adsorption solar refrigerator : An overview of the refrigeration cycle." *Energy and Management* 44: 301-312 (2003).
- Argiriou, A. A., C. A. Balaras, S. Kontoyiannidis, E. Michel, "Numerical simulation and performance assessment of a low capacity solar assisted absorption heat pump coupled with a sub-floor system." *Solar Energy* 79: 290-301 (2005).
- Balaras, C., G. Grossman, H. Henning, C. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang, E. Wiemken, "Solar air conditioning in Europe--an overview." *Renewable and sustainable energy reviews* 11(2): 299-314 (2007).
- Bansal, N. K., J. Blumenberg, H. J. Kavasch, T. Roettinger, "Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit." *Solar Energy* 61: 127-140 (1997).
- Belgaid, B., "Building thermal performance in Saharan climate." *International Journal of Energy and Environment* 2(2): 261-266 (2011).
- Berdja, M., A. Benhabiel, B. Abbad, A. Noui, S. Chikh, K. Daoud, L. Ouferr, *Climatisation solaire en Algérie. ICRE'07 University of Bejaia* (2007).
- E.C. Boelman, B.B. Saha, T. Kashiwagi, Experimental investigation of a silica gel–water adsorption refrigeration cycle—the influence of operating conditions on cooling output and COP, *ASHRAE Trans Res* 101 (2) (1995) 358–366.
- E.C. Boelman, B.B. Saha, T. Kashiwagi, Parametric study of a silica gel–water adsorption refrigeration cycle—the influence of thermal capacitance and heat exchanger UA-values on cooling capacity, power density and COP, *ASHRAE Trans* 103 (1) (1997) 139–148.
- Capderou, M., *Aspect énergétique. Atlas solaire de l'Algerie. Tome 2*: 11 (1985).
- Chekirou, W., "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Université Mentouri, Constantine, pp 197 (2008).
- S.H. Cho, J.N. Kim, Modeling of a silica gel/water adsorption cooling systems, *Energy* 17 (9) (1992) 829–839.
- Critoph, R. E., "An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling." *Renewable Energy* 5: 502-508 (1994).
- Critoph, R. E., "Rapid cycling solar/biomass powered adsorption refrigeration system." *Renewable Energy* 16: 673-678 (1999).
- R.E. Critoph, Simulation of a continuous multiple-bed regenerative adsorption cycle, "Description of an active solar cooling system, using a LiBr-H<sub>2</sub>O absorption machine." *Energy and Building* 3: 169-196 (1981).

- Delorme, M., R. Six, S. Berthaud, D. Mugnier, J.-Y. Quinette, N. Richler, F. Heunemann, E. Wiemken, H.-M. Henning, T. Tsoutsos, E. Korma, G. Dall'o, P. Fragnito, L. Piterà, P. Oliveira, J. Barroso, J. R. López, S. Torre Enciso, La climatisation solaire. Lyon (2005).
- Dieng, A. O., R. Z. Wang, "Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5(4): 313-342 (2001).
- El Fadar, A., M. Mimet, G. Pérez, "Study of an adsorption systeme powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe." *Renewable Energy* 34: 2271-2279 (2009).
- Erhard, A., E. Hahne, "Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine." *Solar Energy* 59: 155-162 (1997).
- Fan, Y., L. Luo, B. Souyri, "Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11(8): 1758-1775 (2007).
- Grossman, G., "Solare-powered systems for cooling, dehumidification and air conditioning." *solar Energy* 72: 53-62 (2002).
- Gutiérrez, F., "Behavior of household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation." *Solar Energy* 40: 17-23 (1988).
- Hamani, N., A. Moumami, N. Moumami, A. Saadi, Z. Mokhtari, "Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra." *Revue des Energies Renouvelables* 10(2): 215-224 (2007).
- Hattem, D. V., P. A. Data, "Description of an active solar cooling system, using a LiBr-H<sub>2</sub>O absorption machine." *Energy and Building* 3: 169-196 (1981).
- Henning H-M, Erpenbeck T, Hindenburg C, Santamaria I. S. "The potential of solar energy use in dessicant cooling cycles." *International Journal of Refrigeration* 24: 220-229 (2001).
- Izquierdo, M. A., P. Rodriguez, G. Maidment, J. Missenden, A. Lecuona, R. Tozer, "A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid." *International Journal of Refrigeration* 8: 859-871 (2005).
- Jakob, U., U. Eicker, A. H. Taki, M. J. Cook, Development of an optimized solar driven diffusion-absorption cooling machine. *Proceeding of ISES Solar World Congress 2003, Goteborg, Sweden* (2005).
- Jakob, U., Recent developements of small-scale solar or waste heat driven cooling kits for air-conditioning and refrigeration. *SolarNext AG, Germany* (2009).
- Kharchi, R., B. Benyoucef, M. Belhamel, "Système solaire combiné estimation des besoins énergétiques." *Revue des Energies Renouvelables*: 109-114 (2007).
- Khattab, N. M., "A novel solar-powered adsorption refrigerationmodule." *Applied Thermal Engineerieng* 24: 2747-2760 (2004).
- Khelil, C., *Guide des Energies Renouvelables, République Algérienne Démocratique et Populaire* Ministère de l'Energie et des Mines (2007).
- Kim, D. S., C. A. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review." *International Journal of Refrigeration* 31(1): 3-15 (2008).
- Kuhn, A., M. Harm, P. Kohlenbach, S. Petersen, C. Schweigler, F. Ziegler, "Betriebsverhalten einer 10 kW Absorptionska?lteanlage fu?r solare Ku?hlung." *KI Luft- und Ka?ltetechnik* 7: 263-266 (2005).
- Kunze, G., "Efficient solar cooling with an improved ammonia-absorption system." *Renewable Energy World* 3: 111-112 (2000).
- Lamp, P., F. Ziegler, "European research on solar-assisted air conditioning." *International Journal of Refrigeration* 21: 89-99 (1998).
- Le Pierrés, N., "Procédé solaire de production de froid basse température (-28°C) par sorption Solide-Gaz", *Perpignan*, pp 1-208 (2005).

- Lemmini, F., A. Errougani, "Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator." *Renewable Energy* 30: 1989-2003 (2005).
- Li, C. H., R. Z. Wang, Y. Z. Lu, "Investigation of novel combined cycle of solar powered adsorption-ejection refrigeration system." *Renewable Energy* 26: 611-622 (2002).
- Li, M., C. J. Sun, R. Z. Wang, D. Cai, "Development of no valve solar ice maker." *Applied Thermal Engineering* 24: 865-872 (2004).
- Li, M., R. Wang, A. Dieng, "Experimental study on dynamic performance analysis of a flatplate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker." *Renewable Energy* 27: 11-21 (2001).
- Li, M., R. Z. Wang, "A study of the effects of collector and environment parameters on the performance of a solar powered solid adsorption refrigerator." *Renewable Energy* 27: 369-382 (2002).
- Li, S., J. Wang, C. Shen, "An intermittent solar refrigerator with 1.5 m<sup>2</sup> flat plate collector." *Acta Energetica Solaris Sinica* 1: 79-86 (1980).
- Liu, Y., R. Z. Wang, "Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H<sub>2</sub>O adsorption system." *Renewable Energy* 29: 1677-1695 (2004).
- Lof, G. O. G., R. A. Tybout, "The design and cost of optimized systems for residential heating and cooling by solar energy." *Solar Energy* 16: 9-18 (1974).
- Lokurlu, A., G. Muller, Experiences with the worldwide first solar cooling system based on trough collectors combined with double effect absorption chillers. *Proceedings of International Conference solar Air-conditioning, Staffelstien, Germany.* (2005).
- Luo, L., M. Feidt, "Thermodynamics of adsorption cycles: A theoretical study." *Heat transfer Engineering* 13: 19-31 (1992).
- Luo, L., D. Tondeur, "Transient thermal study of an adsorption refrigerating machine." *Adsorption* 6: 93-104 (2000).
- Maalouf, C., "Etude du potentiel de rafraichissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire", Rochelle, pp 1-220 (2006).
- Market available small-scale absorption and adsorption chillers up to a cooling capacity of 20 kW: pp1 (2008).
- Mayor, J., P. Dind, "Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable." (2003).
- Mhiri, F., S. El Golli, "Etude d'un réfrigérateur solaire adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol." *Revue Générale de Thermique* 35(412): 269-277 (1996).
- Mostefa-Kara, K., L'Algérie et l'Afrique face au défi climatique et énergétique, L'Agence Nationale des Changements Climatiques Membre Principal du GIEC (2005).
- Munyebyu, E., Heat transfer in monolithic charcoals for use in adsorption refrigeration systems. University of Warwick (1994).
- Nakahara, N., Y. Miyakawa, M. Yamamoto, "Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector." *Solar Energy* 19: 657-662 (1977).
- machine." *Adsorption* 6: 93-104 (2000).
- Richter, L., M. Safarik, Solar cooling with ammonia water absorption chillers. *Proceedings of International Conference solar Air conditioning, Bad Staffelstein, Germany* (2005).
- Rivera, C. O., W. Rivera, "Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture." *Solar Energy Materials and Solar Cells* 76: 417-427 (2003).
- Saha, E.C. Boelman, T. Kashiwagi, Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle—the influence of operating conditions on cooling output and COP, *ASHRAE Trans Res* 101 (2) (1995) 348–357.
- Saha, T. Kashiwagi, Experimental investigation of an advanced adsorption refrigerating cycle, *ASHRAE Trans Res* (1997); 51–58.

- Saha, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype, *Renewable Energy* 23 (2001) 93–101.
- Saha, S. Koyama, T. Kashiwagi, A. Akisawab, K.C. Ngc, H.T. Chua, Waste heat driven dual-mode, multi-stage, multibed regenerative adsorption system, *Int J Refrig* 26 (2003) 749–757.
- A. Sakoda, M. Suzuki, étude fondamentale sur le système de refroidissement actionné solaire d'adsorption, *J Chem Jpn anglais* 17 (1) (1984) 52-57.
- Sparber, W., A. Napolitano, G. Eckert, A. Preisler, State of the art on existing solar heating and cooling systems. Bolzano, Italy, Institute for Renewable Energy, EURAC Research of Bolzano, Italy: 1-19 (2009).
- Sumathy, K., Z. C. , H. a. Z. F. Li., "Solar absorption cooling with low grade heat source- Astrategy of development in south China." *solar Energy* 72: 155-165 (2002).
- Sumathy, K., L. Zhongfu, "Experiments with solar-powered adsorption ice-maker." *Renewable Energy* 16: 704-707 (1999).
- Syeda, A., M. Izquierdo, G. Rodriguez, J. Missenden, A. Lecuona, R. Tozer, "A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid." *International Journal of Refrigeration* 28: 859-871 (2005).
- Tchernev, D. I., "Solar energy application of natural zéolites, in natural zéolite: occurrence, properties and use." Oxford: Pergamon Press: 479 (1978).
- Vitte, T., "Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment: Proposition d'une stratégie de régulation du système", Université de Savoie, pp (2007).
- Wang, R., "Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University." *Renewable sustainable energy* 5: 1-37 (2000).
- R.Z. Wang, Performance improvement of adsorption heat pump by heat and mass recovery operations, *Int J Refrig* 24 (7) (2001) 602–611.
- Wang, J.Y. Wu, Y.J. Dai, réfrigération d'adsorption, Chine Presse de machine, Pékin, 2002.
- Wang, L. W., J. Y. Wu, R. Z. Wang, Y. X. Xu, S. G. Wang, "Experimental study of a solidified activated carbon-methanol adsorption ice maker." *Applied Thermal Engineering* 23: 1453-1462 (2003).
- Wang, R., L. Wang, "Adsorption refrigeration-green cooling driven by low grade thermal energy." *Chinese Science Bulletin* 50(3): 193-204 (2005).
- Wang, R. Z., "An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice-maker." *Solar Energy* 68(2): 95-189 (2000).
- Wang, R. Z., X. Q. Zhai, "Development of solar thermal technologies in China." *Energy* 35(11): 4407-4416 (2010).
- Wang, S. G., R. Z. Wang, X. R. Li, "Research and developement of consolidated adsorbent for adsorption systems." *Renewable Energy* 30: 1425-1441 (2005).
- Wiemken, E., Catalogue de bonnes pratiques pour les installations de climatisation/chauffage solaires: 1-46 (2008).
- Woscoe-schmidt, P., "A solar-powered solid-absorption refrigeration system." *International journal of Refrigeration* 2: 75-84 (1979).
- Y. Yonezawa, M. Matsushita, K. Oku, H. Nakano, S. Okumura, M. Yoshihara, A. Sakai, A. Morikawa. Adsorption refrigeration system. US patent no. 4881376; 1989.
- Y. Yonezawa, T. Ohnishi, S.Okumura, A. Sakai,H. Nakano,M. Matsushita, A. Morikawa, M. Yoshihara. Method of operating adsorption refrigerator. US patent no. 5024064; 1991.
- H. Yanagi. Development of adsorption refrigerator using a direct contact condensation and evaporation on sprayed water. In: Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference; 1999, Germany, pp. 671–676.

*Références bibliographiques*

- Zhai, X., R. Wang, "Experiences on solar heating and cooling in China." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12(4): 1110-1128 (2008).
- Zhai, X. Q., R. Z. Wang, J. Y. Wu, Y. J. Dai, Q. Ma, "Design and performance of a solar-powered air-conditioning system in a green building." *Applied Energy* 85: 297–311 (2008).
- Zhai, X. Q., R. Z. Wang, "A review for absorption and adsorption solar cooling systems in China." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13: 1523-1531 (2009).
- Zhai, X. Q., R. Z. Wang, "Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building." *Applied Thermal Engineering* 29: 17–27 (2009).
- Zhai, X., R. Wang, "Experiences on solar heating and cooling in China." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12(4): 1110-1128 (2008).

## Résumé :

L'objectif de ce travail est de proposer une solution technologique solaire dans le but de diminuer l'effet de serre, de diminuer la consommation d'électricité et d'améliorer les conditions de conservation frigorifique des produits agroalimentaires notamment les dattes. C'est la première fois qu'une telle étude s'effectue à l'Université de Biskra ce qui justifie la littérature très riche citées dans ce mémoire. A l'issu de cette étude bibliographie, nous avons sélectionné les techniques de sorption comme technologies potentielles pour une éventuelle installation de chambre de conservation frigorifique des dattes. Par ailleurs, une étude pratique a été présentée pour promouvoir la faisabilité d'un bahut frigorifique (115 m<sup>3</sup>) de conservation des dattes par adsorption solaire dans la région de Biskra. Une étude, technico-économique, comparative entre les deux systèmes de froid classique et à adsorption a permis d'aboutir à des conclusions encourageants en proposant une démarche simple de conception et de calculs préliminaires. Ainsi, le présent mémoire -notamment la partie descriptive et les calculs préliminaires relatifs à l'installation de conditionnement frigorifique solaire- présente un support de base pour une éventuelle étude technique détaillée d'un prototype à installer prochainement dans la région de Biskra avec des partenaires nationaux et étrangers.

**Mots-clés : énergie solaire, froid, local de conservation, dattes, Biskra.**

:

الهدف من هذا العمل هو اقتراح حل تكنولوجيا شمسية ظاهرة الاحتباس الحراري، والحد من استهلاك الكهرباء وتحسين التخزين يد للمنتجات الغذائية خاصة منها . هذه الدراسة الأولى من نوعها مما ي الكم الهائل من المراجع التي اطلع عليها خلال هذا . كنتيجة أولا يار تقني (sorption) باعتبارها تكنولوجيات يمكن اعتمادها للتخزين غرف تبريد تقام مستقبلا . بالإضافة إلى ذلك، أجريت دراسة عملية لتعزيز جدوى التبريد في غرفة تخزين التمر (115 ) الشمسية بتقنية (adsorption) . التقنية والاقتصادية بين تبريد التقليد و اقترح طريقة مبسطة متبعة في التصميم الأولية الخاصة بتركيب هذ . صفة لتركيب نظام التبريد ، دراسة أساسية تقنية مستقبلية نأمل أن يركب قريبا في منطقة وطنيين و أجانب.

**الكلمات المفتاحية:** الطاقة الشمسية، التبريد، غرفة التخزين، تمر، بسكرة.