



ZiE
Fondation ZiE

Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement
International Institute for Water and Environmental Engineering

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION: ENERGIE**

**Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire
de 5 kW froid au Burkina Faso**

Présenté et soutenu publiquement le 15 juin 2010 par :

Hubert Tian massa COULIBALY

Travaux dirigés par : Dr .Yao AZOUMAH Enseignant- Chercheur
Pr. Yézouma COULIBALY Enseignant- Chercheur

UTER GEI, Laboratoire LESEE

Jury d'évaluation du stage:

Président : Philippe GIRARD

Membres: Yao AZOUMAH
Yézouma COULIBALY
Henri KOTTIN
Xavier PY

Promotion [2009/2010]

REMERCIEMENTS

✚ Ma reconnaissance s'adresse tout particulièrement à Yao AZOUMAH, mon Directeur de stage et Directeur du laboratoire d'accueil pour m'avoir dirigé, encouragé et conseillé tout au long des six mois passés au laboratoire.

✚ Merci au Co-directeur de stage, Yézouma COULIBALY pour son intéressement à nos travaux et aussi pour ses précieux conseils techniques.

✚ Je ne saurais oublier Henry KOTTIN, ingénieur au laboratoire LESEE qui a tout le temps été disponible pour répondre à nos éventuelles questions et nous a toujours soutenu dans nos travaux.

✚ Un grand merci à ma collègue de travail Edith VERDURAND, stagiaire venu de l'université de Perpignan sans qui tout ce travail n'aurait probablement pas été accompli.

✚ Je remercie d'autre part toute l'équipe de recherche du LESEE, pour le noble et pénible travail de valorisation de l'énergie solaire

✚ Mes remerciements s'adressent à tous ceux qui, de loin ou de près ont participé d'une manière ou d'une autre à l'aboutissement de mon projet.

✚ Merci à mes parents pour leur soutien moral et financier, merci pour la confiance placée en moi.

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

RESUME

La réalisation d'un prototype de climatisation solaire adapté au contexte climatique du Burkina Faso a fait l'objet d'une étude effectuée au sein du Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie. Le système choisi est un système à absorption fonctionnant au couple H₂O/LiBr.

L'étude a permis d'identifier les verrous technologiques pouvant freiner son introduction en climat sahélien. Le premier concerne la disponibilité des machines de petites puissances sur le marché. Le second est en rapport avec le système de refroidissement. Des solutions ont été proposées, mais une étude plus approfondie pour chacune d'elles serait nécessaire.

Le dimensionnement d'un système de climatisation solaire de 15kW a été réalisé. L'étude économique du prototype a montré, qu'à l'état actuel, le coût d'investissement actualisé sur 20ans d'une telle installation est trop élevé par rapport à la climatisation conventionnelle. Cela est dû en partie à une production à petite échelle des climatiseurs à absorption. Une solution serait de développer une machine à moindre coût.

Mots Clés: Climatisation solaire; Absorption; Eau /Bromure de lithium; Burkina Faso; système de refroidissement.

ABSTRACT

The realization of a solar chiller prototype adapted to the climatic context of Burkina Faso has been the subject of a study conducted at the Laboratory of Solar energy and Energy Saving. The system chosen is an absorption system operating with LiBr-H₂O. The study identified the technological obstacles which may hinder its introduction in Sahelian climate. The first concerns the availability of low-power machines on the market. The second is related to the cooling system. Solutions have been proposed, but a further study of each of them would be necessary. The study of a solar chiller of 15kW power was made. The economic study of the prototype has shown that at the present state, the investment cost of the system is too high compared to the conventional air conditioning. This is due to a small-scale production machines. One solution would be to develop a machine at a lower cost.

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

Key words: Solar chiller; /Absorption; Water / lithium bromide; Burkina Faso; cooling system

LISTE DES ABREVIATIONS

2iE: Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement

LESEE: Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie

ISOMET sarl: Innovation en Solaire et METallique

CEAS: Centre Ecologique Albert Schweitzer

DEC: Dessicant Evaporative Cooling

LiBr: Bromure de lithium

NH₃: Ammoniac

CFC: Chlorofluorocarbone – exemple le R12

HFC: Hydrofluorocarbone- exemple le R134a

HCFC: Hydrochlorofluorocarbone – exemple le R22

GWP: Global Warning Potential: index qui compare l'effet de réchauffement des différents gaz au fil du temps par rapport à des émissions équivalentes de CO₂ (exprimé en masse).

kWf: Puissance frigorifique

mCE: Mètre de colonne d'eau

1'': un pouce

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS.....	i
RESUME.....	iii
LISTE DES ABREVIATIONS	v
LISTE DES TABLEAUX	ix
LISTE DES FIGURES.....	x
I. INTRODUCTION GENERALE	1
I.1-CONTEXTE DE L'ETUDE	1
I.2- PRESENTATION DE LA STRUCTURE D'ACCUEIL: LE LESEE	2
I.3-OBJECTIFS DE L'ETUDE	6
I.4-METHODOLOGIE ET ORGANISATION DU TRAVAIL	6
II. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	7
II.1- ETAT DE L'ART DE LA CLIMATISATION SOLAIRE	7
II.1.1- Introduction	7
II.1.2- Technologie solaire photovoltaïque (électricité)	7
II.1.3- Technologie solaire thermique (chaleur)	13
II.2- SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA CLIMATISATION SOLAIRE	23
III. ETUDE TECHNICO-ECONOMIQUE	23
III.1-Choix de la technologie.....	23
III.2- Choix du couple.....	24
III.3- Machine à absorption: disponibilité sur le marche	26
III.4-Dimensionnement d'une installation de climatisation solaire par absorption	26
III.4.0- Dimensionnement thermodynamique d'une machine frigorifique à absorption de 10kW froid.	26
III.4.1- Composantes de l'installation de climatisation solaire	28
III.4.2- Capteurs et ballon de stockage	30

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

III.4.3- Système d'appoint	31
III.4.4- Système de refroidissement.....	32
III.4.5- Conduites, Organes terminaux et Régulation.....	35
III.4.6- Consommation électrique de l'installation.....	40
IV. ETUDE ECONOMIQUE	41
V. IMPACT ENVIRONNEMENTAL.....	45
VI. DIFFICULTES RENCONTREES.....	46
VII. RECOMMANDATIONS.....	47
VIII. CONCLUSION.....	48
IX. REFERENCES.....	49
X. ANNEXES.....	53

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1:Avantages et inconvénients des différentes technologies de climatisation solaire.	20
Tableau 2:Spécification des différents couples H ₂ O/LiBr et NH ₃ /H ₂ O	24
Tableau 3:Caractéristiques thermodynamiques d'une machine à absorption	27
Tableau 4:Pertes de charge du circuit d'eau glacée.....	36
Tableau 5:Pertes de charge du circuit ballon-machine.....	38
Tableau 6:Pertes de charge du circuit capteur-ballon.....	38
Tableau 7:Pertes de charge du circuit d'eau de refroidissement de la machine	39

LISTE DES FIGURES

Figure I-1: Quelques équipements du LESEE.....	5
Figure II-1: Organigramme des technologies de climatisation solaire	7
Figure II-2 : Organes principaux d'un cycle à compression [2].....	9
Figure II-3: Diagramme enthalpique d'un cycle frigorigène [2].....	9
Figure II-4: Cellules à effet Peltier [3]	10
Figure II-5: Cycle de réfrigération magnétique (a) et Cycle classique à compression (b) [4]..	12
Figure II-6: Système de réfrigération solaire à compression mécanique [5]	14
Figure II-8: Machine de Vuilleumier et diagramme de fonctionnement associé [7].....	15
Figure II-7: cycle de réfrigération à jet de vapeur [6].....	14
Figure II-9: Schéma d'un réfrigérateur thermoacoustique	16
Figure II-10: Schéma général de système de dessiccation liquide. [2].....	18
Figure II-11: Principe de la machine à absorption et à simple effet.....	20
Figure III-1: Structure d'une machine frigorifique à absorption	26
Figure III-2: Caractéristique technique du prototype de 10kW dimensionné	28
Figure III-3: Schéma de l'installation du prototype	29
Figure III-4: Capteurs à tubes sous vide sur la Marina de Venise, Italie (Source de la photo : Climatewell).....	30
Figure III-5: Performances du système de refroidissement à 30°C et 33°C de soufflage d'air du puits canadien.....	33
Figure III-6: Circulateur du circuit d'eau glacée.....	37
Figure III-7: Circulateur de circuit secondaire d'eau chaude	38
Figure III-8: Vase d'expansion	39
Figure III-9: Circulateur du circuit de refroidissement.....	40
Figure III-10: Part de consommation électrique de différents organes de l'installation	40
Figure IV-1: Part d'investissement de différents organes de l'installation	42

I. INTRODUCTION GENERALE

I.1-CONTEXTE DE L'ETUDE

L'utilisation intensive des combustibles fossiles (pétrole, gaz, charbon...) depuis près de 150 ans place aujourd'hui l'homme devant un double contexte: l'augmentation de l'effet de serre aux conséquences climatiques catastrophiques, et l'épuisement prévisible de ces sources d'énergie du sous-sol. En effet on estime à environ 40 ans les réserves mondiales de pétrole; à 61 ans pour le gaz naturel et 227 ans pour le charbon.

Pour un pays importateur net d'hydrocarbures comme le Burkina Faso dont l'électricité produite est à 67% d'origine thermique et 17% importée des pays voisins (interconnexion) il en résulte une cherté de l'énergie électrique [1]. Par ailleurs les besoins énergétiques vont de plus en croissant dus au développement industriel et à une population fortement consommatrice entraînant une pénurie de l'électricité. La situation actuelle est donc caractérisée par un contexte d'urgence et de contrainte car l'énergie est l'une des « matières premières » la plus déterminante pour toute collectivité humaine désireuse de poursuivre son développement. La production d'électricité sera évidemment compromise dans les années à venir si une alternative à la consommation et à la production d'électricité n'est pas trouvée. Face à ces deux impératifs, les questions d'économies d'énergies et d'intégration des énergies renouvelables doivent faire l'objet d'une grande attention en vue d'un développement durable. La hausse croissante des exigences des usagers vis-à-vis du confort thermique dans les pays d'Afrique subsaharienne, fait de la climatisation un service qui requière une part importante de l'énergie consommée dans les bâtiments. En particulier au Burkina Faso, les climatiseurs à compression électrique sont la cause d'une consommation électrique d'environ 50% de toute l'électricité produite. Face à cette problématique, il est impératif de mettre en exergue les nouvelles solutions de ressources "durables; Il s'agit des énergies renouvelables telles que: l'énergie solaire, l'énergie issue de la biomasse, l'énergie hydraulique, l'énergie éolienne, l'énergie géothermique... C'est dans cette optique que le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) déploie des efforts considérables au développement et à la valorisation de l'énergie solaire. Au Burkina Faso, l'énergie solaire est une source d'énergie à fort potentiel mais non encore totalement exploitée (chauffage solaire, solaire photovoltaïque, centrale à concentration etc.). L'utilisation de l'énergie solaire en combinaison avec des systèmes de climatisation alimentés en électricité ou en chaleur peut représenter une solution à

la réduction de la consommation électrique de ce secteur. La climatisation solaire pourrait donc être une solution pertinente de produire du froid solaire renouvelable.

I.2- PRESENTATION DE LA STRUCTURE D'ACCUEIL: LE LESEE

Le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESSE) situé sur le site de Kamboinsé à environ 15 km de Ouagadougou, fait partie des six laboratoires de recherche de l'Institut international d'ingénierie de l'Eau et l'Environnement (2iE). Il dépend de l'Unité Thématique de Recherche et d'Enseignement Génie Energétique et Industrielle (UTER GEI). Créé en novembre 2008 le LESSE est depuis lors dirigé par le docteur Yao AZOUMAH.

OBJECTIF SCIENTIFIQUE

Contribuer à l'innovation industrielle dans le domaine du solaire pour une production et une utilisation rationnelle d'énergies électrique /thermique en Afrique.

Les travaux effectués au laboratoire sont relatifs à quatre grands axes de recherche. Chaque axe comprend plusieurs thèmes de recherche.

AXE DE RECHERCHE 1	AXE DE RECHERCHE 2:
EVALUATION « PRECISE ET CONTINUE» DE LA RESSOURCE SOLAIRE ET DES BESOINS EN ENERGIE EN AFRIQUE	ETUDE DES CENTRALES SOLAIRES A CONCENTRATION:
<ul style="list-style-type: none">✚ Elaboration de base de données et des cartes de DNI (ensoleillement direct) en Afrique✚ Elaboration des cartes des besoins en énergie pour l'Afrique (au sud du Sahara) <p>Partenariats: IRSAT & LPCE (Burkina), KNUST (Ghana), University of Pretoria (South Africa), Stations météo (CEDEAO)</p>	<ul style="list-style-type: none">✚ Elaboration de base de données et des cartes de DNI (ensoleillement direct) en Afrique✚ Elaboration des cartes des besoins en énergie pour l'Afrique (au sud du Sahara)✚ Test des composants des centrales solaires à concentration (héliostats, miroirs de Fresnel, boucles thermiques)✚ Conception optimale de nouveaux modèles de centrales solaires thermodynamiques (couplage & hybridation solaire/biomasse) <p>Partenariats: MicroSow (Burkina), KNUST (Ghana), PROMES-CNRS (France)</p>

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

AXE DE RECHERCHE 3:

**HABITAT, ARCHITECTURE
BIOCLIMATIQUE & SYSTEMES
SOLAIRES
PV/THERMIQUE (BASSE
TEMPERATURE)**

- ✚ Conception des habitats bioclimatiques (économiques en énergie)
- ✚ Intégration fonctionnelle et architecturale des systèmes solaires PV thermique dans les habitats Pompage photovoltaïque
- ✚ Production d'énergie photovoltaïque à grande échelle: Procédé hybride Solaire PV/Diesel, Couplage au réseau/ Production électrique décentralisée.

Partenariats: IRSAT, LPCE & MicroSow (Burkina), PROMES-CNRS (France), INES (France), LOCIE (France), KNUST (Ghana), CETC-Varenes (Canada).

AXE DE RECHERCHE 4:

**CONCEPTION OPTIMALE ET
OPTIMISATION THERMODYNA
MIQUE DES SYSTEMES
ENERGETIQUES**

- ✚ Optimisation thermodynamique des procédés énergétiques (pinch tech, analyse exergetique)
- ✚ Conception optimale des procédés en utilisant des outils thermodynamiques couplés aux approches géométriques multi-échelles (Approche constructale...)

Partenariats: Duke University (USA), PROMES-CNRS (France)

Equipe de recherche actuelle du LESEE : 3 enseignants chercheurs; 5 ingénieurs de recherche, 5 doctorants, un post doctorant et 13 stagiaires.



Figure I-1: Quelques équipements du LESEE

I.3-OBJECTIFS DE L'ETUDE

L'objectif principal de notre étude est la conception et la réalisation d'un prototype de climatisation solaire au laboratoire d'énergie solaire et d'économie d'énergie. Il s'agit en effet de proposer une technologie de climatisation solaire adaptée au contexte socio-économique du Burkina Faso. Nous envisageons à l'issue de travaux satisfaisants, apporter les arguments convaincants pour intégrer la technologie à travers les programmes nationaux d'efficacité énergétique et de réduction de la consommation d'électricité.

I.4-METHODOLOGIE ET ORGANISATION DU TRAVAIL

Pour atteindre les objectifs fixés, quatre étapes seront suivis successivement:

- Etude bibliographique détaillée des technologies de climatisation solaire existantes en dégagant leurs avantages et leurs inconvénients;
- Choix d'une technologie adaptable aux réalités climatiques sahéliennes (températures élevées, atmosphère sec...) et aux conditions socio-économiques;
- Etude technico-économique pour le dimensionnement du prototype basé sur la technologie retenue accompagnée d'une étude environnementale;
- Identification des fournisseurs pour satisfaire les commandes d'équipements nécessaires à la réalisation du prototype.

II. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

II.1- ETAT DE L'ART DE LA CLIMATISATION SOLAIRE

II.1.1- Introduction

L'expression climatisation solaire désigne l'ensemble des moyens de climatiser en utilisant comme ressource énergétique primaire le soleil. La technologie de climatisation solaire consiste à capter le rayonnement solaire à partir de capteurs solaires pour le transformer soit en électricité (photovoltaïque), soit en énergie solaire thermique pour les besoins de fonctionnement d'un groupe froid ou de rafraîchissement de l'air.

La climatisation solaire porte le principal intérêt de pouvoir fournir le plus de froid quand il y a le plus de soleil, ce qui correspond généralement aux périodes plus chaudes.

La figure II-1 présente les différents procédés de climatisation solaire, chaque technologie de climatisation sera décrit afin d'en tirer les avantages et inconvénients.

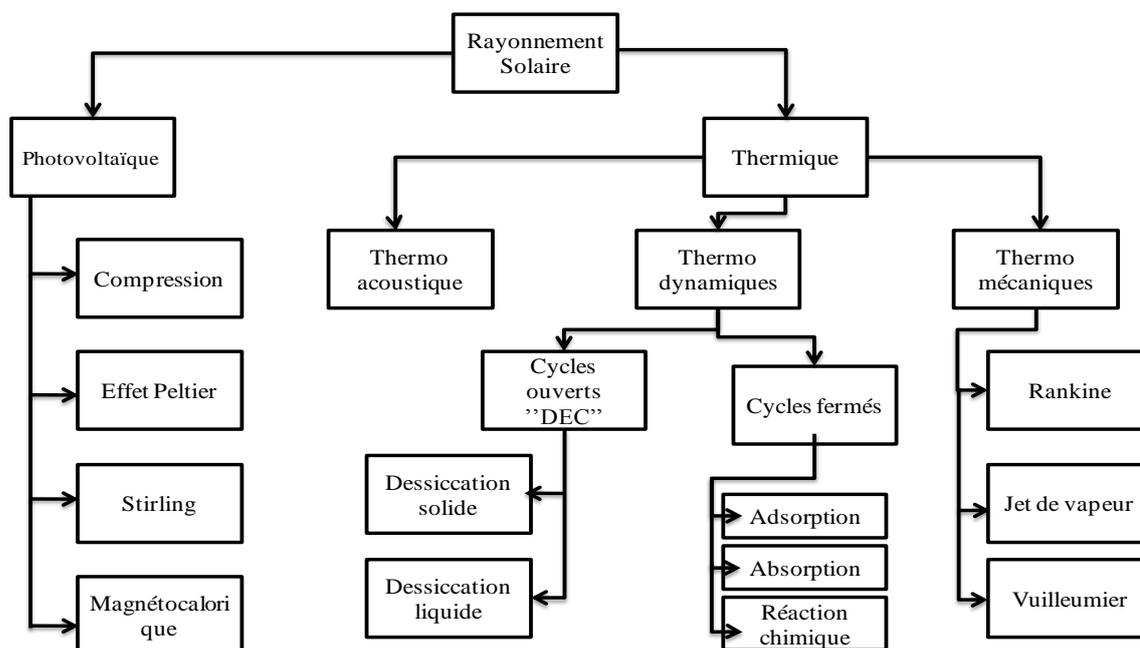


Figure II-1: Organigramme des technologies de climatisation solaire

II.1.2- Technologie solaire photovoltaïque (électricité)

Le rayonnement solaire capté par les panneaux photovoltaïques est converti en électricité. L'électricité produite peut ainsi alimenter un système de production de froid. Cette technologie comprend: le système à compression; le système à effet Peltier; le système

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

Stirling et le système à effet magnéto-calorique.

✚ Système à compression

Les panneaux photovoltaïques convertissent l'énergie solaire en énergie électrique ; cette énergie sert ensuite à alimenter un compresseur électrique. La production du froid est assurée par un système classique (conventionnel) constitué comme illustré sur la figure II-2 des composants principaux suivants: compresseur électrique, détendeur, évaporateur et condenseur.

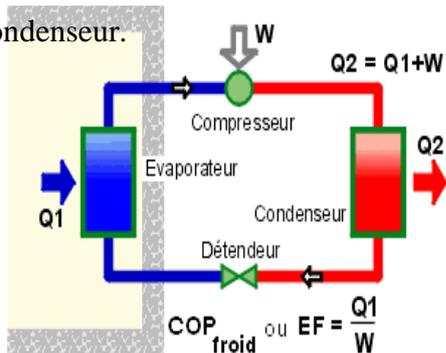


Figure II-2 : Organes principaux d'un cycle à compression [2]

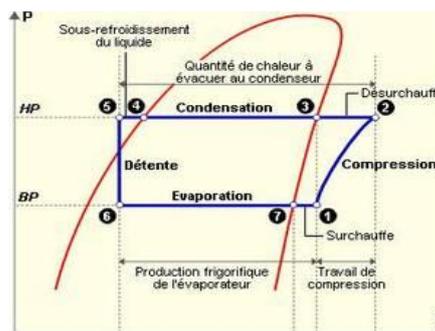
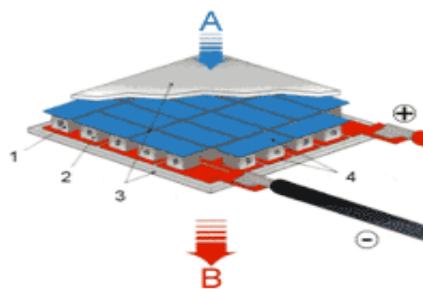
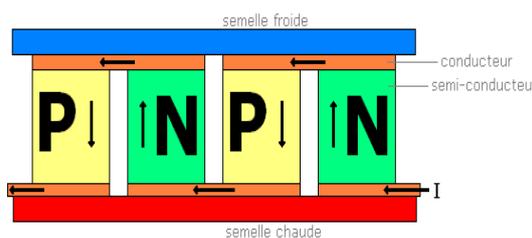


Figure II-3: Diagramme enthalpique d'un cycle frigorigère [2]

✚ Système à effet Peltier

L'effet Peltier a été découvert en 1834 par le physicien Jean-Charles Peltier. Cet effet (aussi appelé effet thermoélectrique) est un phénomène physique de déplacement de chaleur en présence d'un courant électrique (fourni par les panneaux photovoltaïques). L'effet se produit dans des matériaux conducteurs de natures différentes liés par des jonctions. L'une des jonctions se refroidit légèrement, pendant que l'autre se réchauffe. Comme illustré sur la figure II-4, une cellule à effet Peltier est constituée de pavés semi-conducteurs de type N et de type P, reliés en série par un matériau conducteur, et de semelles d'échange thermique. Les matériaux thermoélectriques les plus utilisés sont des alliages de bismuth, l'antimoine, et le tellure



1. semi-conducteur P; 2. Semi-conducteur N
3. céramique électro-isolante 4. Conducteurs électriques

Figure II-4: Cellules à effet Peltier [3]

✚ Système solaire Stirling

Le moteur Stirling, du nom de son inventeur Robert Stirling (1816), permet la transformation d'énergie thermique en énergie mécanique. Il développe sa puissance mécanique à partir de la détente d'un gaz confiné à haute température. (Voir principe du cycle moteur en annexe 1).

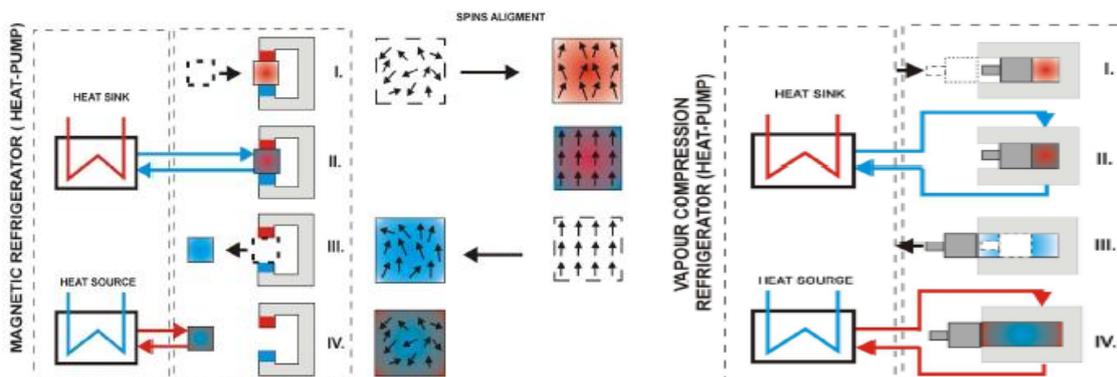
Le cycle inverse du moteur Stirling est celui de la machine frigorifique ou frigo pompe Stirling. La machine frigorifique à cycle Stirling a pour fonction de réaliser le transfert de chaleur entre deux sources, froide et chaude, par l'intermédiaire d'un travail mécanique qu'il faut lui fournir. (Une description du principe de fonctionnement du cycle inverse est donnée en annexe 2.)

Deux configurations sont envisageables pour la production de froid solaire par utilisation d'un moteur Stirling: la première serait de produire l'électricité via des panneaux photovoltaïques pour alimenter un frigo pompe Stirling; la seconde consisterait à coupler un moteur Stirling alimenté par une parabole (type Dish Stirling) à une machine frigorifique à cycle de Stirling.

✚ Système à effet magnétocalorique

La réfrigération magnétique utilise l'effet magnétocalorique (EMC), une propriété physique que possèdent certains matériaux magnétiques (métaux et matériaux céramiques). Cet effet a été découvert dans le fer par le physicien allemand Emil Warburg en 1881. En effet, certains matériaux tels que: l'arsenic, le gadolinium et des alliages à base de cobalt, manganèse, silicium et germanium ou de céramiques voient leur température intrinsèque s'élever lorsqu'ils sont soumis à un champ magnétique et diminuer du même ΔT , lorsque le champ est éliminé.

Le réfrigérateur magnétique fonctionne dans un cycle à 4 phases analogues à celui d'un cycle classique à compression comme le montre la figure II-6.



(a)

(b)

Figure II-5: Cycle de réfrigération magnétique (a) et Cycle classique à compression (b) [4]

Par analogie au cycle à compression, les phases compression / détente, sont remplacées par les phases aimantation / désaimantation et le fluide frigorigène par le matériau magnéto-calorique. Le champ magnétique sera alimenté par l'électricité produite par des panneaux photovoltaïques

Cette technologie émergente présente de nombreux avantages, mais elle est toujours en phase de recherche et développement et ne peut encore être compétitive par rapport aux techniques conventionnelles de production du froid. Des expériences avec l'effet magnéto-calorique ont permis d'atteindre le zéro absolu (0°K). Un descriptif des différents projets en cours est donné en annexe 3.

II.1.3- Technologie solaire thermique (chaleur)

L'énergie thermique fournie par les capteurs solaires thermiques est convertie en une autre forme d'énergie pour la production du froid. Selon l'énergie fournie au système de production de froid nous notons les procédés suivants: les procédés thermomécaniques, les procédés thermoacoustiques et les procédés thermodynamiques.

II.1.3.a Procédés thermomécaniques

L'énergie thermique est convertie en énergie mécanique nécessaire pour la production de froid.

Cycle de Rankine

Le cycle de Rankine (annexe 4 modélise le fonctionnement d'une machine à vapeur). Un fluide, en général de l'eau, subit des transformations dont certaines consistent à réaliser des échanges thermiques avec deux sources de chaleur, chaque source étant à température constante. Ces échanges peuvent provoquer des transitions de phase liquide - vapeur.

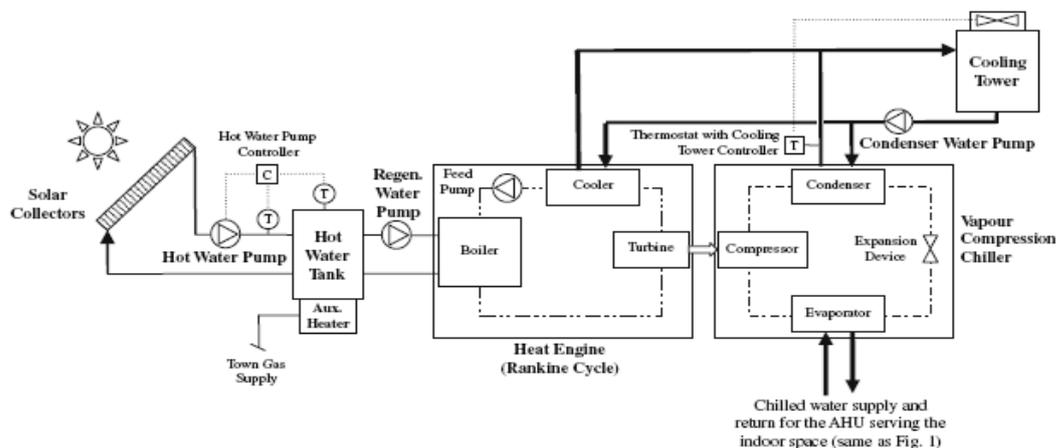


Figure II-6: Système de réfrigération solaire à compression mécanique [5]

La turbine couplée à un alternateur utilise donc la chaleur issue du soleil pour produire de l'électricité. Cette électricité pourra être utilisée dans un cycle classique à compression pour produire du froid. Il semblerait que cette technologie ne soit développée uniquement pour de grandes puissances

Le cycle à jet de vapeur

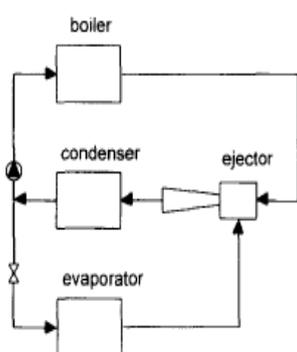


Figure II-7: cycle de réfrigération à jet de vapeur [6]

La chaleur est utilisée pour produire un jet de vapeur à très grande vitesse. Ce jet provoque dans son entourage un vide puissant qui permet de vaporiser de l'eau à faible température dans l'évaporateur. La vapeur d'eau ainsi créée rejoint ensuite le flux primaire « moteur » (condenseur – chaudière – éjecteur) via la chambre de mélange de l'éjecteur et est refroidie dans le condenseur. Le réfrigérant liquide accumulé dans ce dernier est retourné à la chaudière par une pompe tandis que le reste est détendu vers l'évaporateur complétant ainsi le cycle.

Cette technologie est encore au stade de la recherche pour être utilisées avec l'énergie solaire.

Le cycle de Vuilleumier

La machine Vuilleumier est une machine tritherme associant deux machines de Stirling (1 motrice + 1 réceptrice) mettant en commun leur gaz de travail.

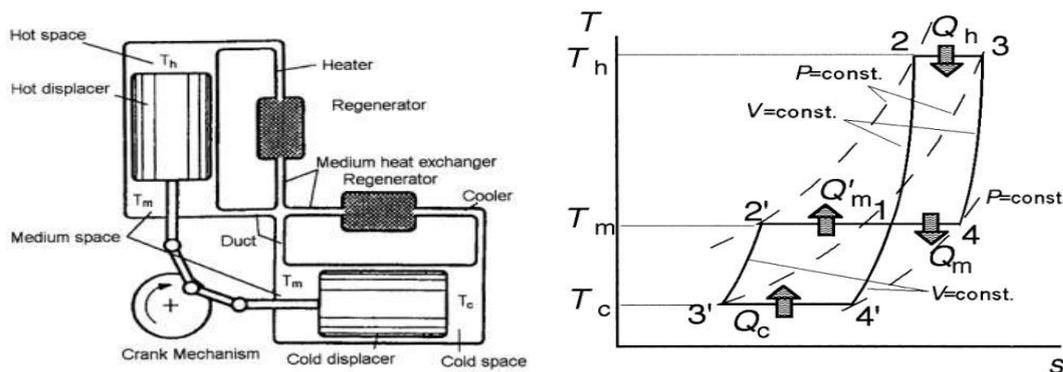


Figure II-8: Machine de Vuilleumier et diagramme de fonctionnement associé [7]

Une première machine est utilisée en cycle moteur ; elle produit un travail mécanique à partir de l'énergie thermique solaire fournie. Cette énergie mécanique est transmise à la seconde machine qui fonctionne alors en pompe à chaleur ou en frigo pompe. Cette technologie permet donc de produire du froid à partir d'une source de chaleur.

Bien que théoriquement très intéressant, son COP théorique est quasiment égale au COP de Carnot. Les industriels n'ont pas développé ce procédé. Seuls quelques prototypes ont été étudiés, en particulier au Danemark.

II.1.3.b Procédé thermoacoustique

Le principe est d'utiliser l'énergie thermique fournie par des capteurs solaires pour la transformer en onde acoustique de très forte intensité (200dB). Cette énergie acoustique permet d'engendrer un pompage de chaleur par un phénomène de compression et de détente d'un gaz ; cela permet de créer des sources de froid et de chaleur [8].

Faire du froid en faisant du bruit paraît inconcevable pourtant à l'aide d'un thermomètre très précis, on peut facilement constater que le son d'une voix en se propageant dans une pièce, fait baisser la température de l'air de quelques millièmes de degrés [9]. Le processus inverse fonctionne également, un différentiel thermique peut provoquer un son. Si de la chaleur (solaire, rejet thermique d'un moteur) est apportée à un système dit thermoacoustique, le différentiel de température créé est capable de produire une onde de très forte amplitude (200dB). De là, cette onde sonore peut créer du froid, ou de l'électricité à l'aide d'un microphone.

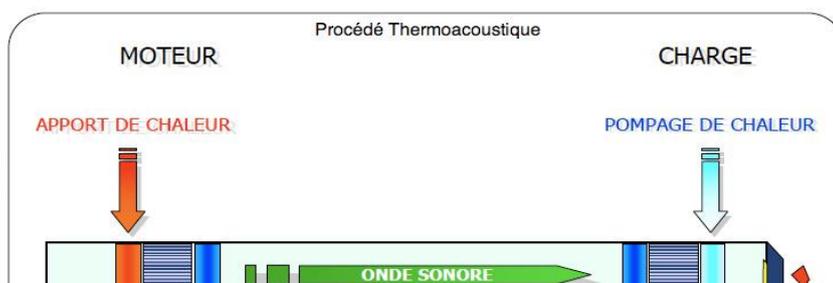


Figure II-9: Schéma d'un réfrigérateur thermoacoustique

À la différence des gaz frigorigènes polluants, comme les HFC (hydrofluorocarbures), la thermoacoustique utilise l'hélium, non polluant, pour produire du froid. L'absence de système mécanique mobile offre un avantage en matière de conception, d'exploitation et de maintenance. Le système silencieux à l'extérieur, fiable, et sans surcoût.

Les applications restent souvent cantonnées aux essais de laboratoires et n'ont pas franchi le cap de l'industrialisation. Un descriptif du principe de fonctionnement et des projets en cours est donné en annexe 5.

II.1.3.c Procédés thermodynamiques

De nos jours, deux technologies ont fait l'objet de réels travaux de développement et d'opérations de démonstration de taille significative; il s'agit des cycles fermés avec groupe d'eau glacée et des cycles ouverts à dessiccation.

✚ Les cycles ouverts à dessiccation (DEC: Dessicant Evaporative Cooling)

Les systèmes à cycle ouvert à dessiccation sont basés sur la combinaison de refroidissement évaporatif couplé à la déshumidification de l'air grâce à un système à dessiccation (Cette transformation s'inscrit dans un système de traitement d'air complet (CTA) qui comprend plusieurs variantes permettant d'atteindre les conditions de confort souhaitées. La déshumidification par sorption s'effectue:

- soit à travers un dispositif sur lequel est posé un matériau dessiccant: déshumidification en phase solide, on parle d'adsorption
- soit dans des échangeurs dans lesquels est pulvérisée une solution dessiccante: déshumidification en phase liquide, on parle d'absorption.

Le cycle standard qui est le plus employé actuellement, utilise des roues à dessiccation,

équipées soit de gel silice ou de chlorure de lithium comme matériau dessiccant [2].

Systemes à dessiccation solide

L'air subit une succession de processus à savoir: une déshumidification adiabatique grâce au gel de silice qui adsorbe la vapeur d'eau contenue dans l'air suivie d'un refroidissement évaporatif pour atteindre le niveau d'humidité désiré pour l'air neuf. Voir principe de la technologie en annexe 6).

Systemes à dessiccation liquide

Les systemes utilisant les matériaux à sorption liquide ont plusieurs avantages tels : un pouvoir de déshumidification supérieur à température de régénération égale et une possibilité de stockage haute énergie grâce à des solutions concentrées hygroscopiques (qui ont tendance à absorber l'humidité).

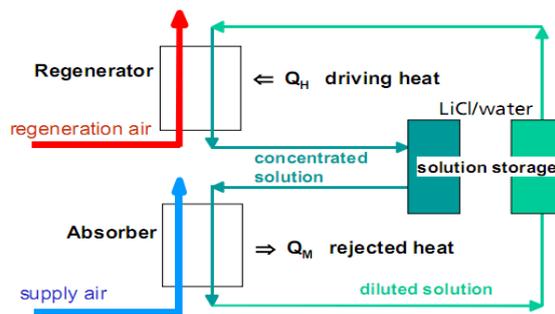


Figure II-10: Schéma général de système de dessiccation liquide. [2]

L'air neuf est déshumidifié dans une zone d'aspersion spécifique de l'absorbeur, où une solution concentrée en sel (chlorure de lithium) est diluée par l'humidité de l'air neuf. Dans le régénérateur, la chaleur issue de capteurs solaires est utilisée afin de concentrer la solution à nouveau. Les solutions concentrée et diluée présentent un haut potentiel énergétique et peuvent être stockées, permettant ainsi de découpler dans le temps le refroidissement et la régénération dans une certaine mesure [2]. Cette technologie n'est pas suffisamment développée. Les avantages et inconvénients sont pratiquement les mêmes que ceux de la dessiccation solide; cependant l'absorbant liquide est plus hygroscopique et peut être stocké ; permettant la production de froid en absence de ressource solaire.

✚ Les cycles fermés

Dans ce cas, un groupe de production de froid à sorption (absorption ; adsorption) produit de l'eau glacée utilisable aussi bien dans une centrale de traitement d'air (refroidissement, déshumidification) que dans un réseau d'eau glacée alimentant des installations décentralisées (ventilo-convecteurs par exemple).

✚ Système à adsorption

L'adsorption est un phénomène résultant de l'adhésion ou de la pénétration superficielle d'un gaz ou d'un liquide dans un solide (adsorbant). En enfermant par exemple du charbon actif et du gaz dans un système clos, on parvient à faire varier la pression de plusieurs ordres de grandeur par simple changement de température, la quantité de gaz piégé dans le milieu solide étant fonction de la température de l'enceinte. Cette possibilité peut être mise à profit pour réaliser des systèmes de réfrigération intermittent ou continu comprenant peu de pièces mécaniques. L'intermittence du cycle de production de froid du réfrigérateur solaire, est

synchronisée avec celle de la source énergétique solaire : désorption + condensation la journée et production de froid la nuit; ce qui impose le cyclage d'une masse thermique importante, diminuant le COP du système. (Le principe est détaillé en annexe 7)

Un fonctionnement quasi continu nécessite au moins deux compartiments dotés de matériau adsorbants (Voir annexe 8). Les systèmes disponibles sur le marché ont des coefficients de performance compris entre 0,5 et 0,6. Il est impérieux d'avoir à l'esprit que dans le cas des installations à sorption, l'évaporateur fait office du local ou de la pièce à climatiser.

Système à absorption

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépende de la température et de la pression. Les installations à absorption fonctionnent sur la base d'un cycle thermodynamique, mais la compression au lieu d'être mécanique, est de type thermochimique.

Deux couples de fluide de travail sont principalement utilisés:

- Eau+Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

La figure II-15 montre les différents organes d'une machine à absorption; le principe de fonctionnement est détaillé en annexe 9.

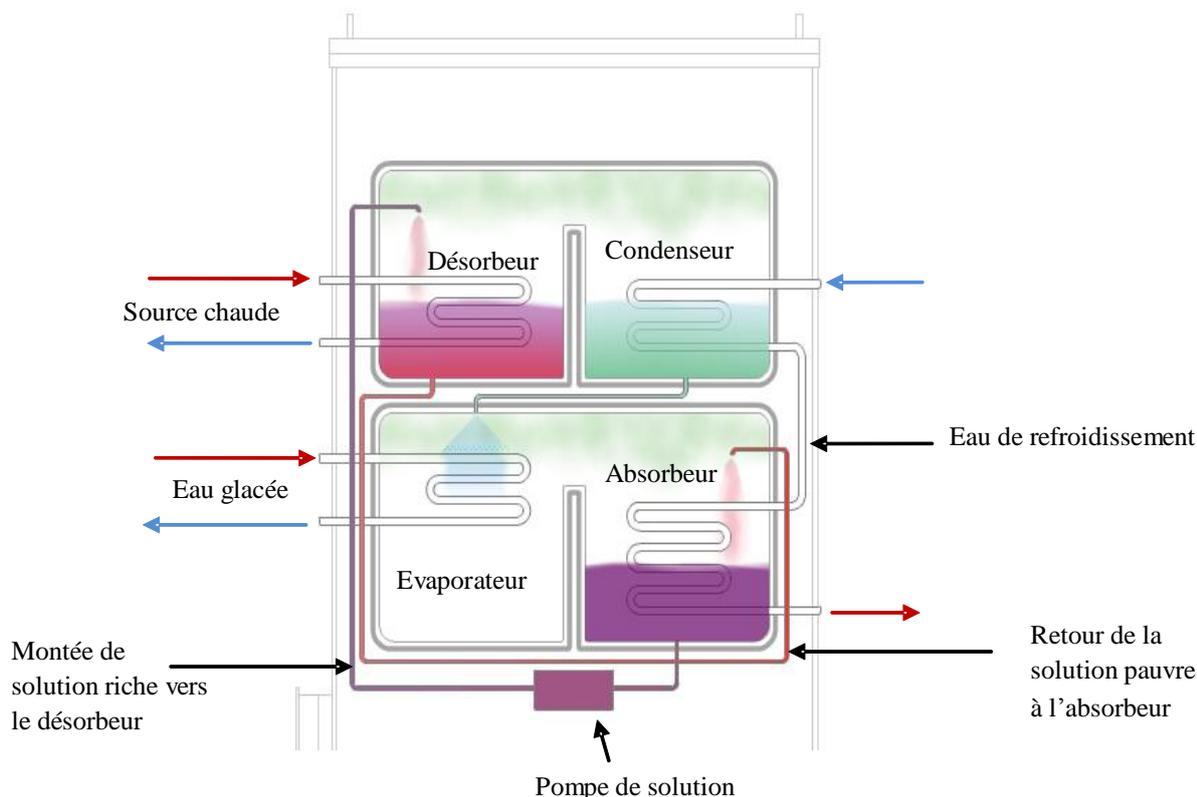


Figure II-11: Principe de la machine à absorption et à simple effet Les machines à simple effet (appelé quelquefois transmetteur interne) entre la solution riche sortant de l'absorbeur et la solution pauvre sortant du désorbeur. Cet échangeur permet de préchauffer la solution riche avant son entrée dans le générateur; et de pré-refroidir la solution pauvre avant son entrée dans l'absorbeur. Cela concourt à l'amélioration du coefficient de performance de la machine.

Il existe des machines à double effet dont le principe permet d'utiliser la chaleur introduite à la source chaude deux fois d'où le terme de double. Ce système permet d'améliorer le COP d'un système simple effet (0,7-0,8) à une valeur voisine de 1,2. Voir principe de fonctionnement la machine à absorption double effet en annexe 10.

Le tableau ci-dessous résume les technologies de climatisation solaire abordées précédemment et dégage leurs avantages et inconvénients en vue d'un choix judicieux.

Tableau 1:Avantages et inconvénients des différentes technologies de climatisation solaire.

Technologie	Avantages	Inconvénients

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

Effet magnéto-calorique	<ul style="list-style-type: none"> - Technologie propre, - COP théorique de 10, - Efficacité thermodynamique de 60% - Absence de bruit et de vibration - Possibilité de réaliser des systèmes compacts - Réglage aisé de la puissance ou des températures des sources froide et chaude 	<ul style="list-style-type: none"> - Production de champs magnétique important - Au stade de recherche et de développement
Effet Peltier	<ul style="list-style-type: none"> - Le fluide frigorigère est ici remplacé par un courant électrique, donc pas nocif pour l'environnement - Inversion du sens chaud-froid par inversion du courant électrique - La puissance d'un module varie simplement par la tension électrique appliquée - L'entretien est pratiquement nul 	<ul style="list-style-type: none"> - COP faible (~0,5). - Puissance limitée. Actuellement sur le marché, les modules existant ne dépassent pas les 100 W de puissance
Système à compression	<ul style="list-style-type: none"> - Ne demande pas d'investissements importants - COP élevé (2,5- 4) 	<ul style="list-style-type: none"> - Présente un risque en cas de fuite car utilise des fluides frigorigères ayant une influence sur la couche d'ozone et l'effet de serre (réchauffement climatique) - Forte consommation d'électricité
Frigopompe Stirling	<ul style="list-style-type: none"> - COP élevé (3) - Silencieux - Très fiable - Sans maintenance, sans entretien - Très économe en énergies - Longue durée de vie - Fonctionne avec différent type d'apport de chaleur (solaire, gaz, biomasse...), ou électricité - Technologie propre 	<ul style="list-style-type: none"> - Étanchéité du moteur délicate au niveau de l'arbre de transmission (l'hélium) - Prix encore élevé
Cycle de Rankine	<ul style="list-style-type: none"> - Utilise l'énergie thermique du soleil, - COP élevé 	<ul style="list-style-type: none"> - Semble être développée uniquement pour de grande puissance - Couplée à un système à compression classique qui utilise fluide FCHC
Cycle à jet de vapeur	<ul style="list-style-type: none"> - Utilise l'énergie thermique du soleil, - Pas de fluide réfrigérant polluant - Pas de pièces mécaniques en mouvements 	<ul style="list-style-type: none"> - Technologie encore en recherche et développement
Cycle de Vuilleumier	<ul style="list-style-type: none"> - Technologie utilisant le soleil (source d'énergie propre et inépuisable) - Technologie silencieuse - Utilisation d'un gaz neutre pour l'environnement 	<ul style="list-style-type: none"> - Technologie peu développée

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

Procédé thermoacoustique	<ul style="list-style-type: none"> - Procédé silencieux, faible signature acoustique et vibratoire - Très grande fiabilité, aucune pièce mécanique en mouvement, (aucune lubrification, simplicité des machines, une faible maintenance). - Technologie propre, utilisation d'hélium à la place de GES, bilan carbone favorable - Très bons rendements, compris entre 30 et 40%, - Possibilité d'utiliser différentes sources d'énergie en entrée (énergie solaire, chaleur) 	<ul style="list-style-type: none"> - Technologie encore au stade de recherche et développement
DEC absorption	<ul style="list-style-type: none"> - Exploitation d'une énergie renouvelable et propre (soleil) ; - Consommation électrique très faibles comparées à celles dues à un compresseur frigorifique, - Le fluide frigorigène est inoffensif, - Nuisance sonore du compresseur supprimée ; - Température de régénération faible - Plus hygroscopique que le réactif solide - Possibilité de stockage énergétique (stockage du liquide riche) 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite une maintenance très rigoureuse (développement de moisissures et autres micro-organismes, dépôts de poussière...) - Coût à l'investissement élevé par rapport à celui des machines à compression, - Forte consommation d'eau - Peu performant dans les climats chauds et humides, - Le COP est inférieur à celui des machines à compression
DEC adsorption	<ul style="list-style-type: none"> -Exploitation d'une énergie renouvelable et propre (soleil) ; - Consommation électrique très faible comparée à celle due à un compresseur frigorifique, - Le fluide frigorigène est inoffensif, - Nuisance sonore du compresseur supprimée ; - Température de régénération faible, 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite donc une maintenance très rigoureuse (développement de moisissures, et autres micro-organismes, dépôts de poussière...) - Coût à l'investissement élevé par rapport à celui des machines à compression, - Forte consommation d'eau - Peu performant dans les climats chauds et humides, - Le COP est inférieur à celui des machines à compression,
Absorption	<ul style="list-style-type: none"> -Utilisation de la ressource solaire comme principale source d'énergie, -Faible consommation électrique par rapport aux machines à compression mécanique classiques; -Fluide frigorigène utilisé inoffensif, -Nuisance sonore du compresseur supprimée, -Absence d'usure précoce (car absence de pièces mécaniques en rotation), 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessité d'un système de refroidissement à basse température, - Température de régénération élevée (pour le couple NH₃/H₂O) -Risque de cristallisation, -Coût d'investissement très élevé, -COP inférieur à celui des machines à compression

Adsorption	<ul style="list-style-type: none"> - Aucune source d'énergie autre que le soleil (énergie propre et inépuisable) n'est nécessaire, - Consommation électrique très faible par rapport aux machines frigorifiques à compression, - Aucune pièce en mouvement (sauf le circulateur) d'où une maintenance très réduite, - Pas de fluide frigorigène polluant, - Nuisance sonore du compresseur supprimée - Température de régénération moyenne, <p>Pas de contrainte sur la température intermédiaire (pas de risque de cristallisation),</p> <ul style="list-style-type: none"> - Simple et robuste, 	<ul style="list-style-type: none"> - Déphasage de (au moins) 12h entre production de chaud et production de froid, nécessité de stockage froid, pour le cycle intermittent (un seul réacteur) - COP largement (1/10 environ) inférieur aux machines frigorifiques à compresseur - Les machines de petites puissances sont peu développées, - Coût d'investissement très élevé, - Technologie en recherche et développement
------------	--	---

II.2- SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA CLIMATISATION SOLAIRE

Au vu des différentes technologies présentées, seuls les systèmes à sorption retiennent notre attention. En effet bien que le système à compression, alimentée par panneaux PV, présente de bon rendement, ils utilisent un réfrigérant polluant (HCFC; HFC, CFC....).

Les systèmes de réfrigération magnéto-calorique et thermoacoustique semblent prometteurs, mais sont encore à un stade de recherche et de développement trop peu avancé. Les systèmes à cycle de Rankine, Vuilleumier et Stirling ne répondent pas aux critères de simplicité et auront un besoin de maintenance plus important. Les systèmes Peltier ont une puissance trop faible.

Les systèmes à dessiccations sont d'une technologie mûre mais ne répondent pas à nos critères car d'une part la consommation d'eau des cycles d'humidification/déshumidification est importante et d'autre par l'intégration dans une centrale de traitement de l'air et la nécessité d'installer un réseau de gaines pour la distribution de l'air traité présentent des contraintes plus importantes, en particulier pour la maintenance. Une description détaillée des différents couples sorbant/ sorbat se trouve en annexe 11.

III. ETUDE TECHNICO-ECONOMIQUE

II.1-CHOIX DE LA TECHNOLOGIE

De nos jours les technologies qui font l'objet de réels travaux de développement et d'opérations de démonstration de tailles significatives sont les systèmes à sorption. D'après une enquête sur le marché des systèmes de climatisation solaire faite dans le cadre Task 38[11], l'absorption représenterait 63% contre 29% pour le dessiccant évaporative cooling et 8%

pour l'adsorption. Le choix de la technologie se fera entre le système à absorption et le système à adsorption.

La machine à absorption présente l'avantage d'être plus répandue et plus développée que la machine à adsorption, en plus elle est moins coûteuse et présente un meilleur coefficient de performance théorique à puissances égales. (Machine à adsorption COP: [0,5-0,6]; machine à absorption COP: [0,7-0,8]). La variation d'une des températures nominales de fonctionnement entraîne un risque de cristallisation qui est cependant maîtrisé dans les machines actuelles par intégration d'une conduite supplémentaire (condenseur/absorbeur ou évaporateur/absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure en cas de concentration trop élevée en sel.

Choix de la technologie: **Système à absorption.**

III.2- CHOIX DU COUPLE

Les performances réelles des machines frigorifiques à absorption dépendent largement de la nature du fluide frigorigène utilisé. La recherche de fluides frigorigènes performants pour ces machines est donc d'une grande importance. Mais, en dépit des efforts de recherche, seuls deux mélanges restent quasi-exclusivement utilisés: les solutions aqueuses d'eau /bromure de lithium et celles d'ammoniac/eau. Un nouveau couple est utilisé: eau /chlorure de lithium.

Une étude des avantages et inconvénients du couple eau / bromure de lithium et de l'ammoniac /eau pour des besoins de climatisation est résumée dans le tableau qui suit:

Tableau 2:Spécification des différents couples H₂O/LiBr et NH₃/H₂O

Conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid
au Burkina Faso-Laboratoire LESEE

Couple	Avantages	Inconvénients
H₂O/LiBr	Limité à des températures froides positives (climatisation)	Pressions de travail sous vide: difficulté du maintien éventuel au cours de la durée de vie de la machine.
	Coefficient de performance plus élevé que le couple NH ₃ /H ₂ O	Risque de cristallisation (contrôlé au niveau des machines)
	Couple le plus utilisé dans la climatisation solaire à sorption	
NH₃/H₂O	Pas de risque de cristallisation	Pressions de travail supérieures à la pression atmosphérique
		Possibilité de produire le froid en dessous de 0°C, pas vraiment adapté pour la climatisation.
		Température de régénération > 100°C
		En cas de fuite, l'ammoniac sent très mauvais et peut s'avérer toxique pour l'homme
		Auto inflammabilité de l'ammoniac à T > 400°C (danger en cas incendie).

Les machines à absorption fonctionnant à l'ammoniac ont besoin d'une température de fonctionnement > 100°C. Les machines Robur utilisent du gaz comme combustible. Pour les mêmes conditions de fonctionnement, nous avons à l'aide du diagramme de Merkel (NH₃/H₂O et H₂O/LiBr) déterminé les performances spécifiques de chaque couple. Il en ressort que la machine utilisant le couple H₂O/LiBr est la plus performante; en effet l'ammoniac est beaucoup plus adapté pour les besoins de réfrigération. (Voir annexe 12).

Le travail de la pompe (compression d'un liquide) s'écrit sous la forme

$$\int V \cdot dP = V \cdot \Delta P = \frac{\Delta P(\text{bar})}{10 \cdot d} \text{ kJ/kg}; \quad (1)$$

Avec d: la densité du liquide.

De ce fait le couple ammoniac/eau fonctionnant à des pressions plus élevées (bars) aura un travail de compression plus important que celui du couple Eau/LiBr fonctionnant à des pressions sous vides (de l'ordre des mbar). Cela se traduira par une consommation électrique de la pompe plus élevée pour le couple NH₃/H₂O. Vu les spécificités des différents couples, vu le domaine d'application (climatisation), nous optons pour le couple H₂O/LiBr.

Choix du couple: Eau / Bromure de lithium (H₂O/LiBr).

TECHNOLOGIE CHOISIE: ABSORPTION SIMPLE EFFET FONCTIONNANT AU COUPLE LiBr/

EAU

III.3- MACHINE A ABSORPTION: DISPONIBILITE SUR LE MARCHE

La plupart des machines à absorption disponibles sont de grandes puissances ($>100\text{kWf}$). Récemment, quelques constructeurs ont mis sur le marché des machines de petites puissances ($< 20\text{kWf}$). On peut citer le modèle WFC-SC5: $17,5\text{kWf}$ (Eau/LiBr) du fabricant Japonais YAZAKI; Wegracal SE 15: 15kWf (Eau/LiBr) de l'Allemand EAW; Suninverse: 10kWf (Eau/LiBr) de l'Allemand Sonnenklima; ClimateWell CW10: 10kWf du fabricant Suédois ClimateWell fonctionnant au couple Eau/LiCl, PSC12: 10kWf (NH_3/Eau) du fabricant Autrichien Pink, la machine de 17kWf du fabricant ROBUR et les machines 045 et 045V de $4,5\text{kWf}$ (Eau/LiBr) du constructeur Espagnol Rotartica. Les caractéristiques des différentes machines sont données en annexe 13.

La machine de Rotartica, la seule adaptée à notre besoin de 5kWf reste indisponible du fait de la fermeture de l'usine de fabrication. Le modèle Suninverse: 10kWf a également été retiré du marché. Les seules machines de petites puissances disponibles à ce jour sont: le Wegracal SE 15: 15kWf et le WFC-SC5: $17,5\text{kWf}$. Du fait de l'indisponibilité d'une machine de puissance adaptée au 5kW , nous retiendront donc la machine de 15kWf pour le dimensionnement du prototype.

III.4-DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION SOLAIRE PAR ABSORPTION

III.4.0- Dimensionnement thermodynamique d'une machine frigorifique à absorption de 10kW froid.

Une machine à absorption comporte les éléments décrits dans la figure ci-dessous : désorbeur ; absorbeur, condenseur, évaporateur, échangeur, pompe, détendeur... . La connaissance des propriétés thermodynamiques aux différents points représentés, permettra de faire l'étude complète de la machine.

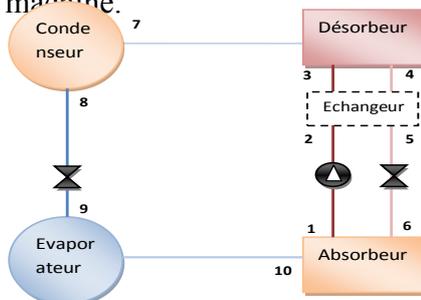


Figure III-1: Structure d'une machine frigorifique à absorption

— : Solution riche en réfrigérant — : Solution pauvre en réfrigérant
— : Eau à l'état gazeux — : Eau à l'état liquide

✚ Construction du cycle et utilisation des diagrammes thermodynamiques

Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la teneur de la solution en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme $(\ln(P), -1/T)$, paramétré en teneur pondérale. Même si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine. Ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel. Il existe des logiciels de calcul (calculabs Version 2.0, janvier 2001 développé par le professeur Pierre NEVEU [12]), qui donnent les mêmes renseignements mais de façon plus rapide et plus fiable. Le diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine à absorption, car, en plus des informations données par le diagramme d'Oldham, il renseigne sur l'enthalpie de chaque point du cycle. Le tableau ci-dessous nous donne les caractéristiques thermodynamiques des différents points permettant le dimensionnement de la machine. (Voir méthode de dimensionnement en annexe 14).

Tableau 3:Caractéristiques thermodynamiques d'une machine à absorption

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T (°C)	35	35	63,2	85	50	49,7	69,3	35	5	5
P (mbar)	8	55	55	55	55	8	55	55	8	8
X% (H ₂ O)	0,44	0,44	0,44	0,37	0,37	0,37	1	1	1	1
h (kJ/kg)	87	87	145	220	155	155	2630	150	150	2510

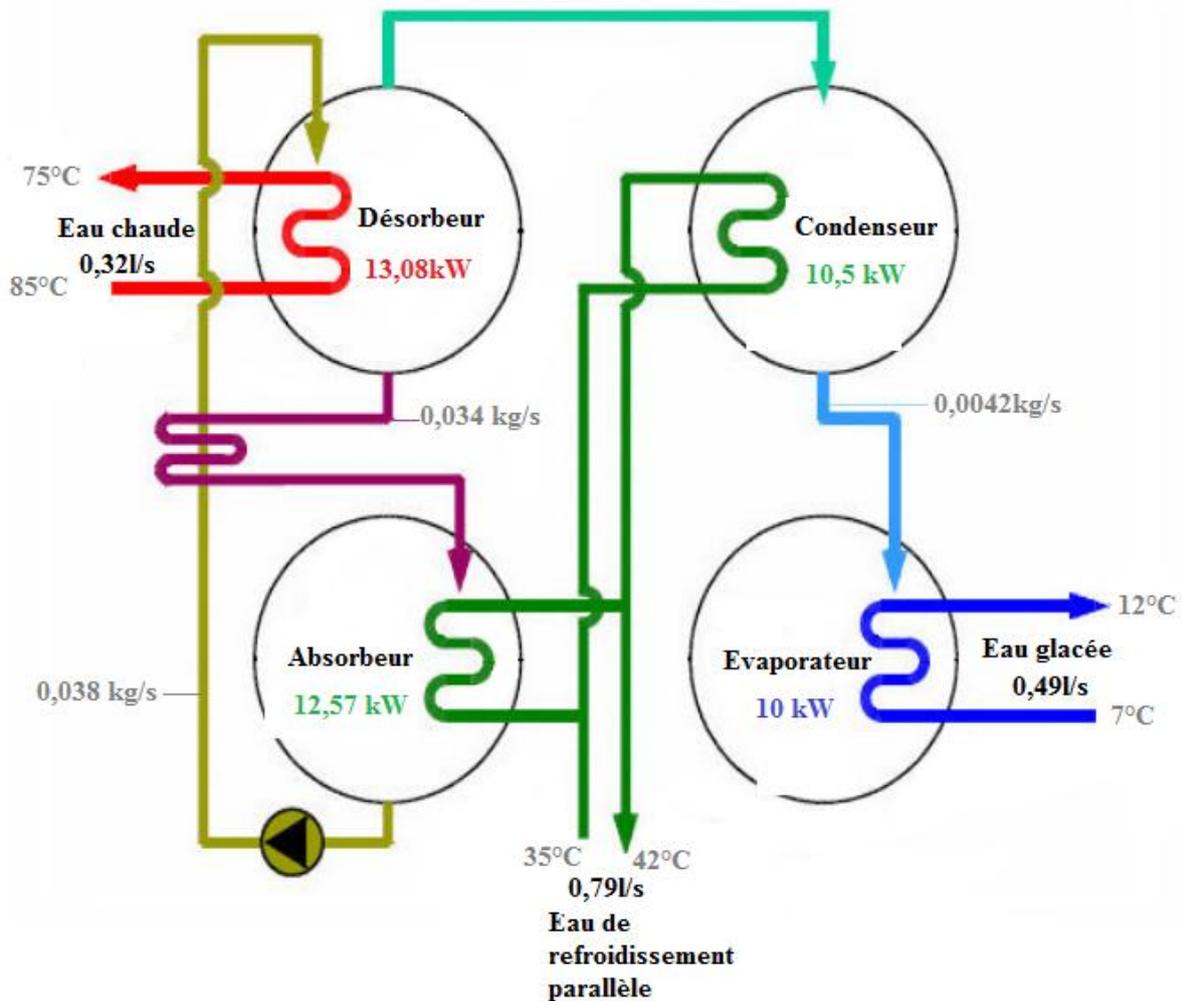


Figure III-2:Caractéristique technique du prototype de 10kW dimensionné

III.4.1- Composantes de l'installation de climatisation solaire

Les caractéristiques techniques des machines disponibles sur le marché sont différentes de celles théoriquement calculées: les performances réelles des machines sont moins élevées; cependant le phénomène de cristallisation est évité. Par souci de conformité par rapport à la réalité, le dimensionnement de l'installation se fera à partir d'une machine disponible : le modèle Wegracal SE 15: 15kWf. La figure ci-dessous présente les principaux composants qui constituent l'installation: des capteurs solaires thermiques qui produisent la chaleur utile soutenue d'une source de chaleur d'appoint, un ballon de stockage installé sur le circuit chaud, une machine à absorption (Wegracal SE 15: 15kWf) dont les caractéristiques sont données en annexe 15; un système de dissipation de la chaleur à température intermédiaire (30-35°C), un réseau de distribution d'eau glacée (ventilo-convecteurs).

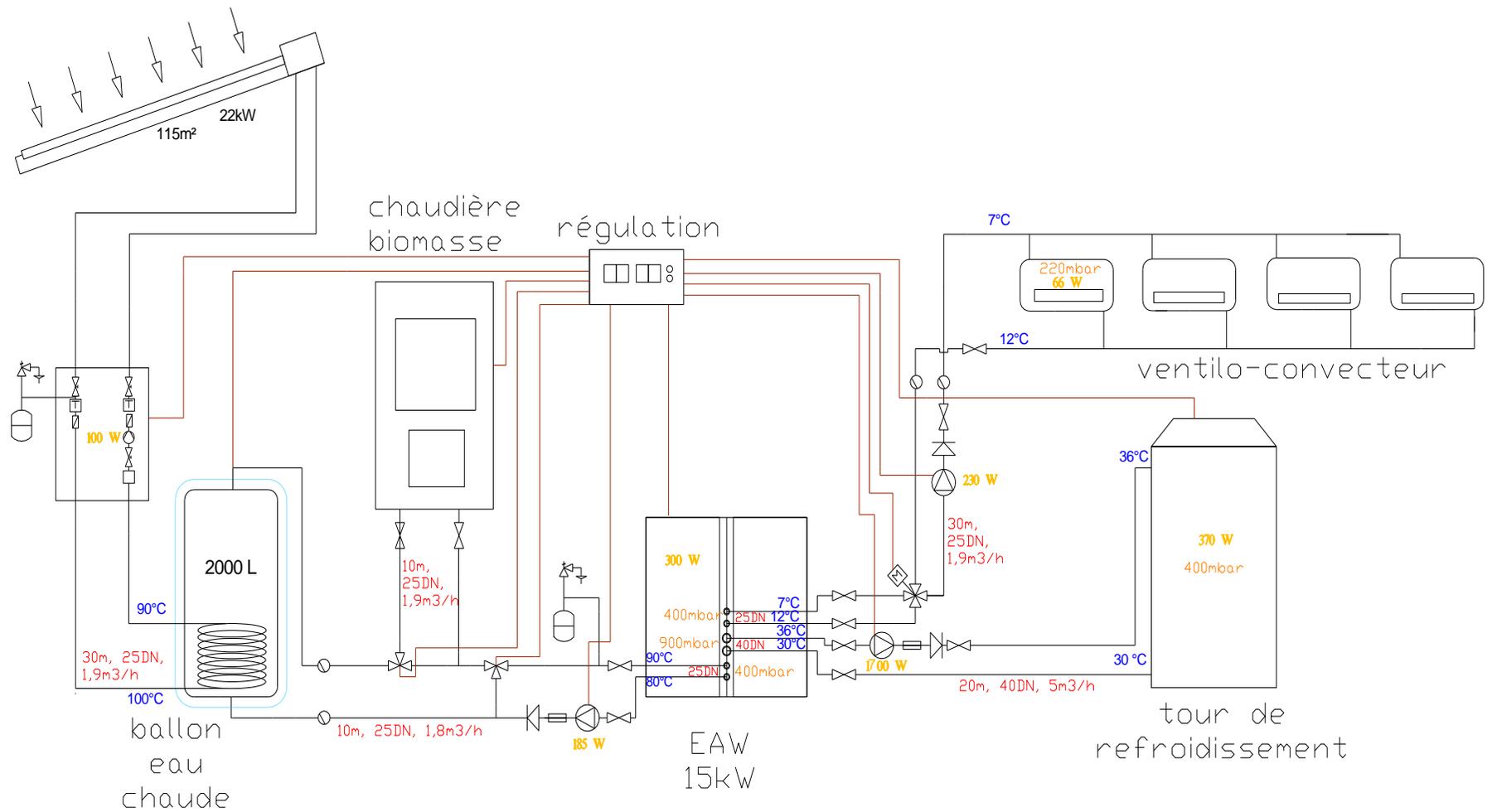


Figure III-3: Schéma de l'installation du prototype

III.4.2- Capteurs et ballon de stockage

Les capteurs thermiques

Les capteurs représentent la principale source d'énergie thermique du système de climatisation solaire. Le besoin de plus de 90°C au niveau des capteurs peut être satisfait par des capteurs plans à double vitrage ou à surfaces sélectives, des capteurs cylindro-parabolique ou des capteurs à tubes sous vides. Les capteurs plans à double vitrage sont extrêmement coûteux; ceux à surfaces sélectives présent au Burkina Faso sont intéressants cependant nous ne disposons pas de données caractéristiques. Pour le dimensionnement du champ solaire nous utiliseront des capteurs à tubes sous vides car nous disposons des caractéristiques facilitant le dimensionnement; toute fois nous signalons la difficulté d'entretien de ces capteurs. Une étude des capteurs à tubes sous vides disponibles nous permet de faire le choix du modèle TZ58/1800 en raison de ses bonnes performances et de son coût peu élevé. Afin de satisfaire le besoin en énergie thermique du désorbeur, une surface utile de 63m² de capteurs s'avère nécessaire ceci représente une surface d'exposition de 115m². (Voir dimensionnement et caractéristiques des capteurs en annexe 16).



Figure III-4:Capteurs à tubes sous vide sur la Marina de Venise, Italie (Source de la photo : Climatewell)

Le ballon de stockage

Le stockage permet d'accroître la durée (temps d'autonomie) de fonctionnement solaire de la climatisation durant les périodes de couvertures solaires (poussières, nuages...). Ce stockage peut se faire au niveau de la production d'eau chaude (stockage chaud) et /ou du côté de la production d'eau glacée (stockage froid). Nous avons fait le choix d'un stockage chaud.

Le ratio de 25-50 litre /m² de capteurs est souvent utilisé pour dimensionner le volume du ballon de stockage.

Choix du ballon de stockage: Ballon tampon TWL PR-2000, un échangeur (voir caractéristique en annexe 17).

Les déperditions thermiques du ballon de stockage sont calculées suivant la formule ci-dessous:

$$P_{\text{perthermiques}}(W) = \frac{\Delta T * S}{\left(\frac{1}{h_{\text{ext}}} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_{\text{int}}} \right)} \quad (2)$$

Avec S: la surface interne du ballon = Surface latérale + Surface de

$$\text{base}; S_{\text{intérieur}} = \pi \cdot D \cdot H + \frac{\pi \cdot D^2}{2}$$

h_{ext} , h_{int} : sont respectivement les coefficients de transfert par convection extérieur et intérieur au ballon.

$\lambda_1, e_1; \lambda_2, e_2$: Conductivités thermiques et épaisseurs respectives de l'acier inox et de la mousse de polyuréthane;

ΔT : Écart de température de l'eau dans le ballon et du milieu ambiant. L'application numérique nous donne pour une température maximale d'eau du ballon à 90°C et une température minimale extérieure de 30°C, une perte thermique maximale de **210W**:

$$\text{Temps d'autonomie du ballon: } T_{\text{auto}} = \frac{2000 * 4,18 * (90 - 80)}{22} = 3800 \text{secondes; soit } \mathbf{1h\ 03mn.}$$

III.4.3- Système d'appoint

Il serait audacieux de ne pas intégrer un dispositif d'appoint dans l'installation vu le fonctionnement intermittent du soleil. L'appoint est monté en série avec le ballon de stockage. Dans le cadre de la climatisation solaire, le système de production de chaleur d'appoint a pour but d'assurer l'apport calorifique manquant pour la production de froid lorsque ceci est nécessaire (par exemple en cas de couverture nuageuse ou poussiéreuse pendant les périodes chaudes). Il existe de nombreuses sources de chaleur pouvant assurer l'appoint thermique. On peut recenser : Les chaudières au fioul, à gaz, à biomasse; et les résistances électrique. Pour des raisons environnementales et d'économie d'énergie primaire, nous utiliseront une chaudière à bois. En effet la quantité de CO₂ absorbée par une plante durant sa vie est sensiblement égale au CO₂ rejeté dans les produits de sa combustion complète: On dit que le bois a une contribution en émission de CO₂ quasiment nulle.

Le plus souvent, les besoins en froid diminuent lorsque l'irradiation solaire est faible; cependant ceci n'est pas toujours vrai. Le dimensionnement de l'appoint est donc délicat, elle dépend du besoin réel de climatisation au moment de son utilisation. Lorsque l'irradiation solaire est très faible, un système de régulation arrêtera la circulation de l'eau dans les capteurs au risque de refroidir l'eau du ballon. Si une telle situation se produit et que le besoin de climatisation reste de 15kWf, alors l'appoint devra fournir la puissance de 22kW au désorbeur. Sinon, lorsque l'irradiation baisse, le besoin en froid diminue généralement; et alors la puissance de l'appoint sera inférieure à 22kW. (Voir estimation de la consommation de bois d'une chaudière de 18kW en annexe 18).

III.4.4- Système de refroidissement

La quantité de chaleur extraite du local à refroidir et celle de la source chaude provenant des capteurs solaires ou appoint doivent être rejetées à l'environnement. Le refroidissement joue un rôle très important dans la performance et dans le bon fonctionnement de l'installation. Comme exemple pour une production d'eau glacée de 11°C, la machine Wegracal SE 15 de 15 kW, produit 12kWf à une température de refroidissement de 33°C de refroidissement. On constate de ce fait la nécessité d'un refroidissement à températures faibles de l'ordre de 30°C pour une meilleure performance des machines. Le refroidissement constitue la plus grande difficulté de l'installation, en particulier au Burkina Faso où les températures ambiantes sont très élevées, jusqu'à 45°C par moment et par endroit. Nous avons recensé différents systèmes susceptibles d'être utilisés comme solution à la dissipation de chaleur de la machine:

1. Refroidissement humide via une tour de refroidissement ouverte ou fermée,
2. Refroidissement sec sans évaporation via un puits canadien,
3. Refroidissement hybride, utilisant les deux possibilités: humide et sec,
4. Refroidissement par tubes enterrés dans le sol,
5. Refroidissement par l'eau de rivières, forage...

1. Refroidissement humide via une tour de refroidissement ouverte ou fermée.

C'est la technologie de refroidissement la plus répandue pour les climatiseurs solaires à absorption; d'ailleurs la plupart des fournisseurs proposent le système de climatisation avec une tour associée. Le principe est basé sur un refroidissement par évaporation de l'eau pulvérisée dans l'enceinte de la tour. Un ventilateur extrait l'air saturé pour que l'évaporation

continue. Cette technologie sera efficace au Burkina où l'humidité relative de l'air est relativement faible durant les fortes chaleurs (30% environ). Elle est la meilleure solution car l'objectif premier de l'étude se résume au fonctionnement d'un prototype performant de climatisation solaire au laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE). Pour une puissance de 35kW à extraire de la machine Wegracal SE 15, la tour correspondante serait le modèle: EWK 036/06. Cependant, pour une diffusion de la technologie à l'échelle nationale, il faudra tenir compte du problème de forte consommation d'eau dans les tours (0,015l/s pour le modèle EWK 036). À l'échelle nationale une telle consommation en eau représenterait une énorme quantité étant donné les faibles ressources en eau du pays. Dans cette logique nous allons explorer les autres solutions de refroidissement.

2. Refroidissement sec sans évaporation via un puits canadien.

La solution d'utiliser un puits canadien avec un aéroréfrigérant semble être intéressante et nécessite une attention particulière. Le laboratoire d'accueil possède un prototype de 25m de longueur, 12,5cm de diamètre, et situé à 1,5m de profondeur. D'après les données expérimentales, la température maximale de l'air soufflé par le puits pendant les périodes très chaudes (45°C) est de 33°C. La figure ci-dessous résume les différentes performances théoriques de ce système de refroidissement : (voir méthode du dimensionnement du système en annexe 19)

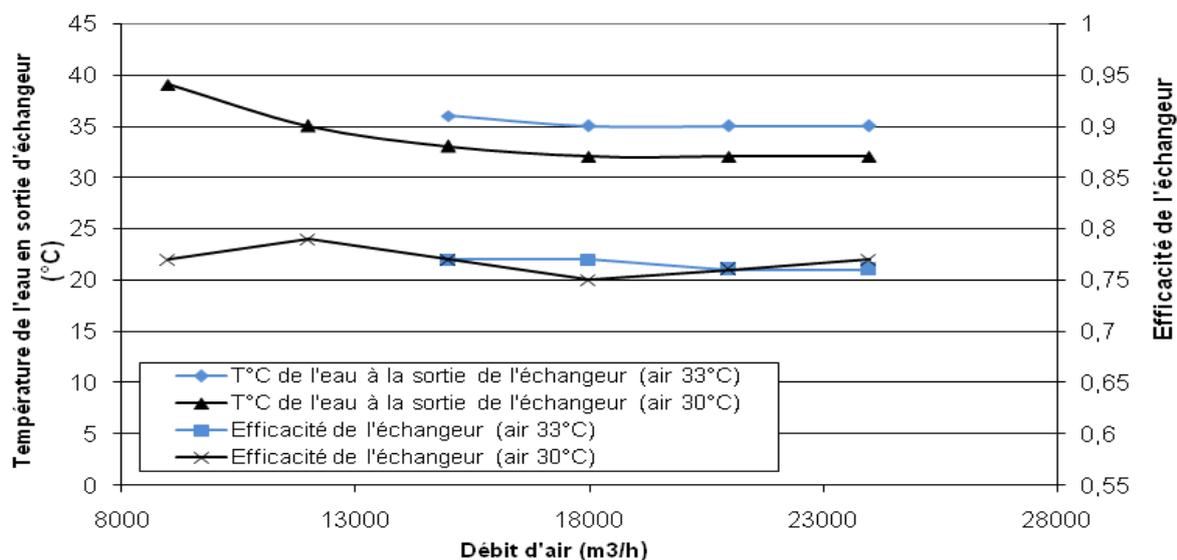


Figure III-5: Performances du système de refroidissement à 30°C et 33°C de soufflage d'air du puits canadien.

Pour un débit d'air de $18\,000\text{m}^3/\text{h}$ à 30°C nous obtenons en sortie d'un échangeur (air/eau d'efficacité $E=0,75$) une température d'eau de refroidissement de 32°C . Un débit d'air plus faible entrainera une élévation de la température de l'eau de refroidissement entrant dans la machine (39°C pour un débit de $9000\text{m}^3/\text{h}$). La température minimale atteinte par l'eau de refroidissement est de 35°C lorsque l'air du puits canadien (33°C) est soufflé à $18\,000\text{m}^3/\text{h}$. Pour une température de refroidissement 35°C , la puissance frigorifique de la machine 15kWf nominale baisse jusqu'à 8kWf . Un refroidissement à $18.000\text{m}^3/\text{h}$ de débit est nécessaire. Par conséquent, le puits canadien existant ($95\text{m}^3/\text{h}$ de débit et environ 350W de puissance) s'avère donc insuffisant pour notre besoin. Il faudrait plus de 100 puits du prototype existant. Une estimation de la surface d'échangeur (air/eau) nous a révélé 63m^2 du fait d'un coefficient global d'échange très faible. Cette solution n'est pas envisageable vue la grande surface d'échange et la taille du puits canadien requise.

3. Refroidissement hybride, utilisant les deux possibilités: humide et sec.

Ce procédé permet un refroidissement à eau lorsque la température du milieu ambiant est très élevée et un refroidissement à air à basse température. L'avantage par rapport à la première solution est qu'elle permet de réaliser des économies d'eau tout au long de l'année et de limiter les risques de prolifération de bactéries. Cependant vu les difficultés citées plus haut, nous restons réservés par rapport au refroidissement à air.

4. Refroidissement par échangeur enterré dans le sol.

Cette solution semble être meilleure par rapport au refroidissement par aéroréfrigérant et puits canadien car il n'y a pas d'échangeur intermédiaire. L'échange thermique se fait directement avec le sol. Nous envisageons, enterrer les tubes contenant l'eau à refroidissement dans un sol humide et couvert (ombre). Pour ce faire des mesures ont été faites dans un jardin (couverture végétale et sol humide) et ont données une température constante de $29,8^\circ\text{C}$ à 1m de profondeur. Le système semble prometteur, toute fois nous émettons une inquiétude sur le comportement de l'échangeur (eau/sol) pour une longue durée d'utilisation en charge. Une étude plus approfondie s'avère nécessaire pour répondre à cette inquiétude.

5. Refroidissement par l'eau de forage, rivière, fosse réceptrice d'eaux usées.

Le principe est identique au précédent par contre en lieu et place d'un échange thermique eau/sol, il s'agit d'un échange thermique eau/eau. Cet échange s'annonce plus efficace

puisque l'eau est bien meilleur caloporteur que le sol. L'idée de la fosse recevant les eaux usées serait d'y introduire un échangeur. Nous restons cependant réservés sur l'efficacité de l'échange pendant une longue durée d'utilisation. L'inconvénient de ce système est la corrosion éventuelle dont subira l'échangeur. La solution utilisant l'eau de forage ou de rivière est un refroidissement à eau perdue: l'eau est pompée depuis sa source vers l'organe à refroidir puis rejetée à la rivière. Ainsi donc l'inquiétude sur la baisse de performance du système en fonctionnement durant une longue période est levée car la rivière est un puits de chaleur par rapport à la chaleur qui y est rejetée (la quantité de chaleur déversée dans la rivière ne peut pas varier sa température). Une pompe est nécessaire pour vaincre les pertes de charges dans les conduites menant au forage ou à la rivière. La consommation électrique estimative serait élevée du fait d'une longue tuyauterie entre l'organe à refroidir et la rivière mais aussi le l'aspiration de l'eau du forage. Le refroidissement par l'eau de rivière ou forage a l'inconvénient d'être limité à des sites à proximité des réserves d'eau (barrage, rivière, forage ...)

Synthèse: Nous aurions remarqué l'énorme difficulté des applications de systèmes de refroidissement à faible niveau de température (environ 30°C). La solution de refroidissement à l'aide de sondes ou capteurs enterrés dans le sol est particulièrement intéressante lorsque la charge et la décharge de chaleur dans le sol s'équilibrent annuellement: cas d'un fonctionnement en été et en hiver. Tous les systèmes proposés autre que la tour de refroidissement sont intéressants mais nécessitent des études beaucoup plus approfondies sur leur performance pendant une longue durée en fonctionnement.

III.4.5- Conduites, Organes terminaux et Régulation

Après la mise en place des organes principaux du système (machine, ballon de stockage, capteurs, système de refroidissement, éléments terminaux), la tuyauterie raccordant tous ces éléments peut être installée. On peut noter quatre circuits de raccordement à la machine frigorifique: le circuit solaire primaire (capteur- ballon); le circuit solaire secondaire (ballon-machine); le circuit de refroidissement et le circuit d'eau glacée. Les tuyauteries devront être bien isolées afin de conserver l'énergie transportée par le fluide caloporteur. Une mauvaise isolation de la tuyauterie peut dégrader de manière notable les performances de l'installation. Les circuits sont munis de différents organes hydrauliques afin d'assurer une bonne circulation du fluide dans les tuyauteries. On peut distinguer les organes suivant:

- Un purgeur qui permet d'évacuer l'air du circuit,
- Une pompe de circulation qui a pour fonction de vaincre les pertes de charge afin d'assurer un débit déterminé dans le circuit.
- Plusieurs vannes d'isolement pour isoler les composants principaux du système en cas d'entretien ou de remplacement,
- Un robinet permettant le remplissage et la vidange du circuit en fluide caloporteur,
- Des clapets anti-retour pour éviter la circulation du fluide dans le sens inverse,
- Des thermomètres et manomètres pour mesurer respectivement la température et la pression à des endroits particuliers du circuit.
- Des filtres à tamis installés en amont de la pompe pour la protéger des impuretés.
- Une soupape de sécurité munie d'un manomètre destinée à évacuer les surpressions en cas de surchauffe de l'installation.
- Des pressostats et thermostats permettant de contrôler les pressions et températures dans les différents circuits.
- Un vase d'expansion placé du côté de l'aspiration de la pompe de circulation, permet la dilatation de l'eau dans l'installation lors des variations de température, ce qui maintient une pression stable.

Les deux caractéristiques principales pour le dimensionnement des circulateurs sont le débit d'eau en m^3/h et la hauteur manométrique en mCE. Les pertes de charges sont de deux types: les pertes de charges linéaires (dus aux frottements dans les longueurs droites et les pertes de charges singulières (dus aux singularités du circuit: coude; élargissement; restriction; robinet;...)). Nous remarquons donc que pour déterminer la hauteur manométrique, tous les éléments hydrauliques doivent être répertoriés. La nature ainsi que la longueur du conduit doivent être connues. (Voir méthode de dimensionnement en annexe 19).

Détermination des pertes de charge du circuit d'eau glacée.

Nature: cuivre; isolé en polystyrène ; longueur droite: 60m

Tableau 4: Pertes de charge du circuit d'eau glacée.

Raccord (DN)	Débit (m ³ /h)	Abaque	Pertes de charge linéique (Pa/m)	Pertes de charge singulière (Pa)	perdes de charge dans l'évaporateur (mbar)	Pertes de charge dans les ventilo-convecteurs (mbar)
25	1,9	Pertes de charge linéique de l'eau à 9°C	190	18868	400	200

La hauteur manométrique du circuit glacée est: **9,02mCE**. Choix du circulateur: SXM 32-80N.



Désignation: SXM 32-80N

Tension: 1 x 230V

Puissance consommée : **230W**

Figure III-6: Circulateur du circuit d'eau Prix : 561€ HT

✚ Détermination des pertes de charge du circuit ballon-machine

Nature : cuivre ; isolation en polystyrène; longueur droite: 20m

Tableau 5: Pertes de charge du circuit ballon-machine.

Raccord (DN)	Débit (m ³ /h)	Abaque	Pertes de charge linéique (Pa/m)	Pertes de charge singulière (Pa)	Pertes de charge dans le désorbeur (mbar)	Pertes de charge dans la chaudière (mbar)
25	1,8	Pertes de charge linéique de l'eau à 80°C	110	23 884	400	100

La hauteur manométrique du circuit est: **7,6mCE.**

Choix du circulateur: MAGNA 25-100



Désignation: MAGNA 25-100 ; Références: 96281015

Tension: 1 x 230V

Puissance min /max : 10 W/ 185W

Puissance consommée : **185W**

Raccord : 1+1/2". Prix : 608,63€

Figure III-7: Circulateur de circuit secondaire d'eau chaude

✚ Détermination des pertes de charge du circuit capteur-ballon

Nature : acier inox; isolation en polystyrène ; longueur droite : 30m

Tableau 6: Pertes de charge du circuit capteur-ballon

Raccord (DN)	Débit (m ³ /h)	Abaque	Pertes de charge linéique (Pa/m)	Pertes de charge singulière (Pa)	perles de charge dans le serpentín inférieur du ballon (mbar)	Pertes de charge au niveau des capteurs (Pa)
25	1,9	Pertes de charge linéique de l'eau à 80°C	140	23 766	120	100

La hauteur manométrique du circuit est: **5mCE.**

Choix du circulateur: Désignation: MAGNA 25-100

Puissance consommée : **100W**

- Dimensionnement du vase d'expansion du circuit capteur-ballon.

Les deux caractéristiques principales sont la pression effective en bar et la capacité en litre.

$$V_{\text{expansion}} = V_{\text{installation}} * \text{coefficient d'expansion}$$

$$X = \frac{(\text{pression de tarage de la soupape} + 1) - (\text{pression statique} + 1)}{\text{pression de tarage de la soupape} + 1} ; \quad V_{\text{utile}} = \frac{V_{\text{expansion}}}{X}$$

Données : Volume de l'installation: 300L ; coefficient de dilatation de l'eau à 90°C : 0,0359 ;
 soupape de tarage : 3bar, hauteur statique : 6m.

En utilisant les formules précédentes on obtient un volume utile de 22L.

Choix du vase d'expansion: solaire reflex N /NG 25



Type: NG 25
 Prégonflage: 3bar
 Raccord: 3/4''

Figure III-8: Vase d'expansion

✚ Détermination des pertes de charge du circuit de refroidissement

Nature : acier inox; isolation: en polystyrène ; longueur droite: 20m

Raccord (DN)	Débit m ³ /h	Abaque	Pertes de charge linéique (Pa/m)	Pertes de charge singulière (Pa)	Pertes de charge condenseur-absorbeur (mbar)	Pertes de charge dans la tour (mbar)
40	5	Pertes de charge linéique de l'eau à 50°C	250	29 000	900	450

Tableau 7: Pertes de charge du circuit d'eau de refroidissement de la machine

La hauteur manométrique du circuit de refroidissement est: **17mCE**.

Choix du circulateur: SCX 80-150N.



Désignation: SCX 80-150N
Tension: 1 x 230V
Puissance consommée: **1700W**
Prix : 2090€ HT

Figure III-9: Circulateur du circuit de refroidissement

III.4.6- Consommation électrique de l'installation

Les organes consommateurs d'électricité de l'installation sont les pompes de circulations, les ventilateurs (tour, ventilo-convecteurs...) et des organes de régulation (électrovanne, thermostat, pressostat, régulateurs...). La consommation électrique totale est estimée à 3195W

Part de consommation électrique des différents organes

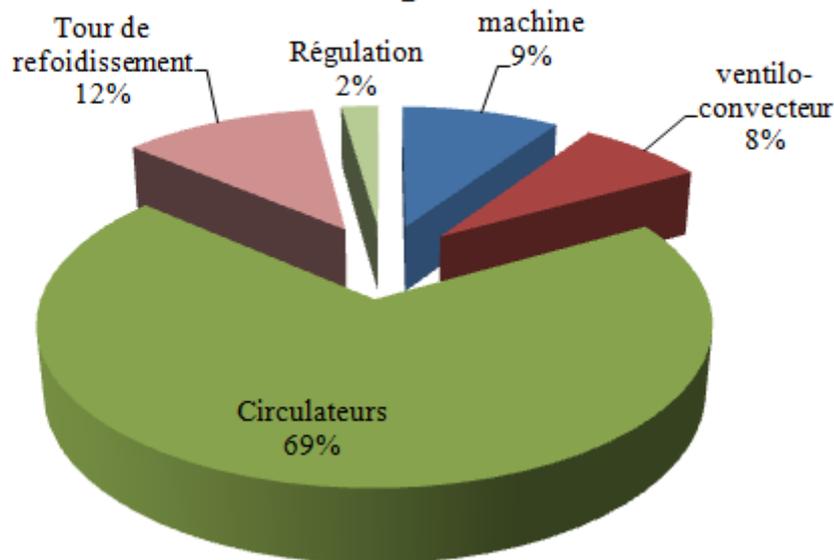


Figure III-10: Part de consommation électrique de différents organes de l'installation

Nous remarquons que la consommation électrique des circulateurs est la plus élevée et représente 69% de la consommation totale. Cette énorme part des circulateurs s'explique par des pertes de charges élevées à vaincre dans les tuyauteries surtout au niveau les organes de la machine (900mbar à l'absorbeur+condenseur). La machine consomme autant que la tour et les ventilo-convecteurs du fait de sa technologie qui requière 3 circulateurs.

✚ Coefficient de performance du système.

Par convention le calcul du COP électrique n'intègre pas la consommation électrique due aux équipements de la distribution de froid (ventilo-convecteurs, circulateurs, régulateur...). Ainsi

le COP électrique s'écrit:
$$COP_{\text{électrique}} = \frac{\dot{Q}_{\text{froid}}}{P_{\text{électrique production}}} \quad \text{AN : } COP = \frac{15}{2,725} = 5,5$$

Le coefficient de performance du système est de 5,5

IV. ETUDE ECONOMIQUE

Des bureaux d'études tels que Schüco et SolarNext spécialisés dans les installations de climatisation solaire peuvent fournir une installation complète avec la machine Wegracal SE 15. Nous n'avons pas pu obtenir au près de ces bureaux d'études le coût de l'installation complète; faute de quoi le montant total de l'installation a été estimé en considérant la somme du coût des différents organes. En associant le coût du transport et de l'installation, nous parvenons à un montant estimatif global de 68.457 € soit 44.904.835 FCFA (Voir annexe 20). Ce coût sera sans doute moins élevé si nous considérons une réduction certaine sur le coût des équipements.

Part des différents organes sur l'investissement

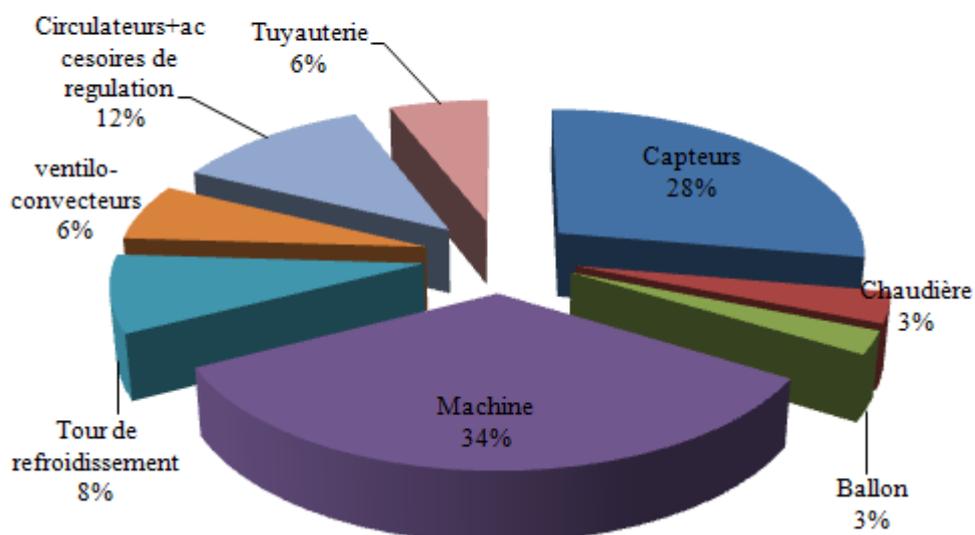


Figure IV-1:Part d'investissement de différents organes de l'installation

✚ **Etude financière comparative et la climatisation à compression et de la climatisation à absorption.**

Des deux systèmes de climatisation solaire, lequel est le moins coûteux ?

Pour répondre à cette question nous détermineront pour chacun des systèmes, la dépense totale actualisée sur une durée de 20ans correspondant à la durée vie de la machine à absorption. En effet, elle ne comporte aucune pièce mécanique donc pas d'usure précoce à l'exception des circulateurs. L'actualisation est l'inverse de la capitalisation. La capitalisation de 1Franc pendant n années données est: $C_n = 1Franc * (1+i)^n$ ainsi donc la valeur actuelle d'un capital C disponible au bout de n années est: $V_0 = 1Franc * (1+i)^{-n}$ i: représente le taux d'actualisation qui est de 12%. On tiendra compte des investissements annuels, des dépenses de fonctionnement et du coefficient d'actualisation $(1+i)^{-n}$. En considérant une réduction de 20% sur le coût des équipements du prototype, l'investissement revient à 55.000€ à la première année. Une estimation du coût d'investissement et des dépenses de fonctionnement de la première année à la vingtième nous donne une dépense actualisée de 43.795.444 CFA pour le système à absorption et de 18.403.632 CFA pour le système de climatisation classique. (Voir annexe 22). Cette étude a été faite sur la base d'une dépense de fonctionnement constante tout au long des 20 années En effet ceci n'est pas réaliste car le coût des produits de fonctionnement comme l'électricité par exemple aura probablement varié au cours de ces années. Cependant il a été très difficile d'estimer un taux inflation sur les produits de fonctionnement et comme nous avons appliqué la même méthode aux deux systèmes (absorption et compression), l'étude comparative ne sera pas énormément influencée.

Conclusion: Certes tous les paramètres de calculs économiques n'ont pas été pris en compte, cependant nous notons qu'à puissance frigorifique égale la climatisation solaire par absorption est beaucoup plus coûteuse que la climatisation classique par compression. L'investissement trop élevé d'une part et le gain électrique faible d'autre part, font que la climatisation solaire est économiquement moins rentable que la climatisation par compression. Le coût d'investissement pourrait baisser si l'on utilise certains éléments de fabrication locale comme les capteurs à surface sélective fabriqués par la société ISOMET sarl et le CEAS.

Le projet de climatisation solaire qui a fait l'objet de notre étude ne doit être jugé sur la seule base de son impact économique; il doit également être intégré dans une perspective de développement durable d'où l'étude du chapitre suivant.

V. IMPACT ENVIRONNEMENTAL

Comme souligné précédemment, les avantages de la climatisation solaire par absorption se résumant par:

- Une faible consommation électrique par rapport à la compression,
- Une exploitation d'une énergie propre et gratuite (énergie solaire)
- Une utilisation de fluides inoffensifs pour l'environnement.

D'après le rapport d'activité 2009 de la Société Nationale Burkinabé d'Electricité, 567.492.164 kWh d'énergie thermique ont été produite avec un rendement production/transport de 96,65% et 12,49% de pertes à la distribution. Les activités liées à la production de l'électricité ont été la cause d'une émission de 348.932.324 kg de CO₂. Ainsi 1kWh consommé entraîne une émission de 0,72 kg de CO₂. Le dioxyde de carbone (CO₂) est un gaz à effet de serre avec un GWP (Global Warning Potentiel) égal à 1. Le gain électrique de 8.863 kWh réalisé grâce à la climatisation solaire équivaut à une quantité de 6,44 tonnes de CO₂ évitée. Suite à des problèmes d'étanchéité de la tuyauterie, il y a souvent à des fuites de fluide frigorigène (R134a) au niveau du climatiseur à compression. Le R134a (hydrofluorocarbure: HFC) est un gaz à effet avec un GWP élevé de 1200. En supposant que le système à compression perd annuellement 232kg soit 1/10 de son fluide, la quantité de CO₂ équivalent évitée serait de 0,28 tonne. L'émission globale de CO₂ équivalent évité est de 6,72 tonnes. Cette valeur n'est pas significative sur le marché de crédit carbone.

VI.DIFFICULTES RENCONTREES

Tout au long de l'étude nous avons été confrontés à des difficultés de plusieurs ordres; à savoir des difficultés de communication avec les fournisseurs et également des difficultés techniques concernant le dimensionnement du prototype.

Les constructeurs de machines de puissance adaptée à notre projet initial, cités dans la littérature, se sont avérés avoir arrêté leur production; il s'agit notamment de Rotartica et, Sonnenklima. Les autres constructeurs tels que Yazaki et EAW n'ont pas répondu à nos sollicitations. Seuls quelques rares distributeurs ont répondu favorablement, mais en émettent réserves sur les performances des machines dans les conditions climatiques du Burkina Faso.

Du fait de l'indisponibilité de certaines machines frigorifique à absorption, l'étude a constamment été réadaptée. Le choix d'une machine de 15kW froid a été fait pour le besoin de refroidissement des futurs locaux du laboratoire. Les emplacements exacts de l'installation de climatisation solaire n'étaient pas connus; nous avons donc procédé à des estimations.

La plus grande difficulté rencontrée lors du dimensionnement du prototype est la conception d'un système de dissipation de chaleur à faible niveau de température (30°C). En effet il est difficile d'atteindre 30°C et les solutions proposées sont, soit gros consommateur d'eau ou d'électricité. D'autre part, nous n'avons pas obtenu suffisamment de données sur les températures du sol et sur son comportement lorsqu'il reçoit la chaleur de refroidissement.

Des difficultés ont été également rencontrées lors de l'élaboration de l'étude économique concernant le coût global de l'installation, les dépenses de fonctionnement et investissements réels effectués chaque année. De ce fait, nous avons procédé à des estimations de dépenses et investissements éventuels.

VII. RECOMMANDATIONS

La température de refroidissement requise est très importante pour une bonne performance de l'installation de climatisation solaire. De ce fait, des études plus approfondies devront être menées sur les systèmes de dissipation de chaleur à températures basse de 30°C en particulier sur le système à refroidissement par tubes enterrés dans le sol et sur le système aéroréfrigérant associé à un puits canadien.

Des recherches sur les machines devront être menées afin de réduire les énormes pertes de charges. Il faut développer des machines plus adaptées aux climats d'Afrique subsaharienne; à cet effet nous pensons que l'ammoniac doit être reconsidéré par les fabricants de machine à petites puissances; cela permettrait d'éviter non seulement le problème de vide et également celui du refroidissement qui pourrait se faire à des températures plus élevées.

Le coût d'investissement constitue un frein au développement de la climatisation solaire au Burkina Faso. Il faudra adapter certains équipements fabriqués au Burkina comme les capteurs plans à surface sélectives dans d'un souci de réduire le coût d'investissement tout en gardant le système performant.

VIII. CONCLUSION

L'utilisation d'une machine frigorifique solaire par absorption pour de la climatisation en lieu et place d'un système à compression est très intéressante en particulier pour l'économie d'électricité réalisée grâce à la compression chimique de la machine à absorption. De plus, l'utilisation de fluide frigorigène à impact neutre sur l'environnement et l'exploitation d'une énergie renouvelable et propre place la climatisation solaire dans un cadre de développement durable.

Cependant la technologie de climatisation est très coûteuse du fait d'une faible production des machines en usine. La technologie n'est pas encore vulgarisée. Certes la machine à absorption a une très faible consommation électrique mais les systèmes d'apport et de distribution de l'énergie thermique sont très consommateurs d'électricité. Notre étude a montrée que les circulateurs étaient la source principale de cette consommation électrique. Vu le coût trop élevé de la technologie par absorption et vu la consommation électrique que requière toute l'installation, nous concluons que la climatisation solaire par absorption est économiquement moins rentable que la climatisation à compression.

Nous sommes convaincus qu'une augmentation de la demande de climatisation solaire et une certaine standardisation des systèmes à absorption devraient diminuer à terme le coût de la technologie de climatisation solaire. D'ici là, il est important de continuer à développer la technologie, à savoir réduire les pertes de charges énormes au niveau des échangeurs de la machine et surtout trouver pour le système de dissipation de la chaleur, une solution moins consommatrice d'eau et d'électricité.

IX. REFERENCES

[1] SONABEL, Rapport d'activité 2009

[2] SOLAIR, Catalogue de bonnes pratiques pour les installations de climatisation/chauffage solaires, 2008 [en ligne] disponible sur <http://www.solair-project.eu/122.0.html#c1529>

[3] ABATI Patrick, Effet Peltier, cours d'électrotechnique de l'académie d'Aix Marseille [en ligne] disponible sur <http://www.stielec.ac-aix-marseille.fr/cours/abati/peltier.htm>

[4] P. EOLF, A. KITANOVSKI, F. GENDRE, O. SARI, Réfrigération Magnétique, Publication de la Haute Ecole Spécialisée de Suisse Occidentale.

[5] K.F. Fong *, T.T. Chow, C.K. Lee, Z. Lin, L.S. Chan, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, Publication : Division of Building Science and Technology, College of Science and Engineering, City University of Hong Kong, 2009

[6] APHORNRATANA Satha¹, EAMES Ian W.², A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, Publication 1Department of Mechanical Engineering, Sirinthorn International Institute of Technology, Thammasat University, et 2Institute of Building Technology, Department of Architecture and Building Technology, the University of Nottingham, University Park, 1997

[7] ROCHELLE Pierre, GROSU Lavinia, Machine Stirling-Vuilleumier à pistons liquides, publication du Laboratoire d'Energétique et d'Economie de l'Energie Université Paris 10, et du Laboratoire de Mécanique Physique Université Paris 6.

[8] MX.François*¹, D. Baltean-Carlès, E.Bretagne ¹, G. Defresne ¹, P.Duthill, JP.Thermeau², Ph. Bujard², Réfrigération Thermoacoustique, (1 Limsi/CNRS, 2 IPNO, Institut de Physique Nucléaire d'Orsay)

- [9] DUTHIL Patxi, Un réfrigérateur sonore, IPN Science n°11-Novembre 2007, p26-30
- [10] DRIAT Mathieu, Thermoacoustique, disponible sur <http://thermoacoustique.free.fr>
- [11] IEA SHC Tâche 38, Climatisation / chauffage et réfrigération solaire, Première édition, 01-2009, Disponible sur <http://www.iea-shc.org/task38/highlights/Task38-highlights.pdf>
- [12] Pierre NEVEU, Machines tritherme, disponible sur http://neveu.pierre.free.fr/enseign/abs_liquide/cours
- [13] MAYOR Julien et DIND Philippe, Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable, Publication Laboratoire d'Energétique Solaire et de Physique du bâtiment, HES-SO/EIVD, 2003
- [14] CHEILAN Rémi, La climatisation solaire, Mémoire de fin d'étude, HESPUL, 2004
- [15] VITTE Thibaut, Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : proposition d'une stratégie de régulation du système Thèse : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2007
- [16] PIEGAY Xavier, La climatisation solaire, mémoire de fin d'étude, Ecole d'architecture de Lyon, 2006
- [17] WANC L.W., WANG R.Z., OLIVEIRA R.G., A review on adsorption working pairs for refrigeration, publié dans l'Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 p 518–534, 2009
- [18] LE PIERRES Nolwenn, Procédé solaire de production de froid basse température (-28°C) par sorption solide –gaz, Thèse: Université de Perpignan, 2005
- [19] BOUCHEKARA Housseem Rafik El-Hana, Thèse : Recherche sur les systèmes de réfrigération magnétique. .Modélisation numérique, Conception et Optimisation. 2008
- [20] BRUZZO Vitale, Système de refroidissement à absorption d'un véhicule à moteur, Brevet, disponible sur [<http://www.freepatentsonline.com/EP1771688.pdf>]

[21] ERROUGANI Abdelmoussehel, Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif-méthanol dans le site de Rabat, Thèse : Université Mohamed V – AGBAL Faculté des sciences de Rabat, 2007

[22] Machine Stirling, cours Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, disponible sur <http://lps.epfl.ch/webdav/site/lps/shared//TSt.pdf>

[23] SOLAIR, Elément de conception des installations climatisation /chauffage solaire de petite et moyenne puissance, Guidelines [en ligne] disponible sur <http://www.solair-project.eu/122.0.html#c1529>

[24] Centre canadien d'hygiène et de sécurité au travail, Comment travailler en toute sécurité avec du gaz ammoniac disponible sur:
http://www.cchst.ca/oshanswers/chemicals/chem_profiles/ammonia/working_ammonia.html

[25] TISSOT Sylvie, PICHARD Annick, Seuils de Toxicité Aiguë : Ammoniac (NH₃), Rapport final de l'INERIS, 2003

Sites internet

<http://www.solair-project.eu/122.0.html#c1529>

http://www.raee.org/docs/FORMATION_SOLAIRE_CNFP/RAEE_climatisation_solaire.pdf

http://www.raee.org/docs/ACTUALITE/COMMUNIQUEES_PRESSE/communiqu%C3%A9_presse_sommerheat_final.pdf#zoom=81&statusbar=0&navpanes=0&messages=0

http://www.savoirs.essonne.fr/fileadmin/bds/MEDIA/les_technologies/energie/thermoacoustique/refrigerateur_thermoacoustique.swf

<http://www.econologie.com/le-froid-solaire-ou-la-climatisation-refrigeration-par-adsorption-articles-3265.html>

http://www.savoirs.essonne.fr/fileadmin/bds/MEDIA/les_technologies/energie/thermoacoustique/refrigerateur_thermoacoustique.swf

X. ANNEXES

Annexe 1 : Principe du Moteur Stirling

Le moteur de Stirling permet la transformation d'énergie thermique en énergie mécanique. Il utilise un fluide, initialement de l'air, contenu dans une enceinte fermée, chauffée par une source de chaleur extérieure à l'enceinte. C'est un moteur à combustion externe, il a l'avantage d'être silencieux, et théoriquement il peut fonctionner avec n'importe quelle source chaude solide, liquide, gazeuse, solaire...

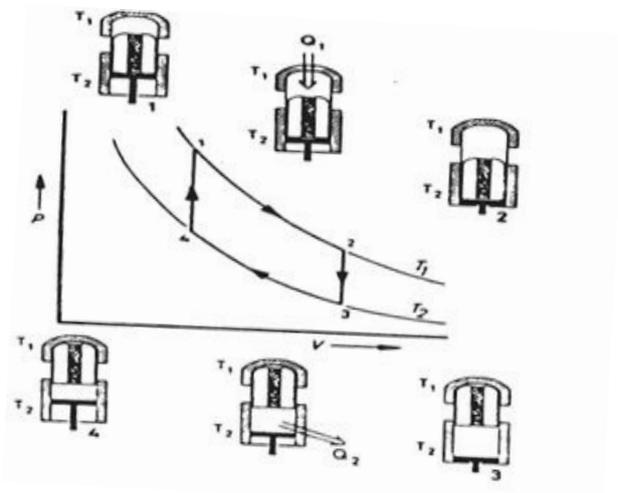


Figure1 : cycle d'un moteur de Stirling Beta –type.

1 –2 La chaleur Q_1 reçue du réservoir chaud à température T_1 provoque une détente isotherme du gaz: le piston de travail est poussé vers le bas.

2 –3 Le piston de déplacement contraint le gaz à se déplacer dans la partie inférieure du cylindre en cédant de la chaleur au régénérateur. La température du gaz s'abaisse de T_1 à T_2 pendant ce refroidissement isochore.

3 –4 Le piston de travail comprime le gaz à température T_2 (contact thermique avec le réservoir de chaleur froid). Le gaz doit céder la chaleur Q_2 (superflue) au réservoir froid puisqu'il s'agit d'une compression isotherme.

4 –1 Sous l'effet du piston de déplacement, le gaz passe dans la partie supérieure du cylindre. Il se réchauffe à la température T_1 en traversant le régénérateur (c'est le réchauffement isochore).

Seule la transformation 1 à 2 fournit du travail: les autres transformations s'effectuent grâce à l'inertie du moteur (volant d'inertie), d'où le fonctionnement par légers à-coups.

Le résultat du cycle est l'absorption de chaleur à haute température, le rejet de chaleur à basse

température et la production de travail utilisable par le milieu extérieur.

Annexe 2: Principe de la machine frigorifique ou frigo pompe du cycle de Stirling

Le moteur Stirling est un moteur réversible. La machine frigorifique à cycle de Stirling a pour fonction de réaliser le transfert de chaleur entre deux sources, froide et chaude, par l'intermédiaire d'un travail mécanique qu'il faut lui fournir. Le cycle de Stirling inversé est défini de la même manière que le cycle moteur Stirling.

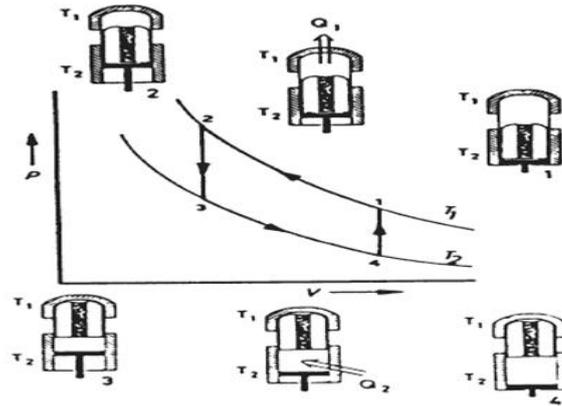


Figure 2: cycle d'une machine frigorifique de Stirling Beta –type.

1-2 Le gaz est comprimé isothermiquement à la température T_1 par le piston de travail. Le gaz cède au réservoir chaud la quantité de chaleur Q_1 qui est apportée par le travail de compression.

2-3 Le gaz est contraint, par le piston de déplacement, de traverser le régénérateur à laquelle il donne la quantité de chaleur Q_A . La température du gaz s'abaisse ainsi jusqu'à T_2

3-4 Le piston de travail provoque une détente isotherme au cours de laquelle la quantité de chaleur Q_2 est enlevée au réservoir froid par le gaz.

4-1 Le gaz traverse le régénérateur sous l'effet du mouvement du piston de déplacement. Il absorbe la quantité de chaleur Q_A déposée dans la laine de cuivre par la transformation isochore précédente et atteint la température T_1 .

Le résultat final du cycle est le transport de la chaleur Q_2 du réservoir froid au réservoir chaud. La chaleur Q_1 cédée au réservoir chaud est la somme de la chaleur Q_2 et du travail W fourni pour faire fonctionner la machine.

On parle de machine frigorifique lorsque la machine doit enlever de la chaleur au réservoir froid. Si le réservoir froid a une capacité calorifique limitée, sa température baisse (armoire frigorifique, congélateur).

On parle de pompe à chaleur lorsque la machine doit amener de la chaleur au réservoir chaud. Si le réservoir chaud a une capacité calorifique limitée (maison ou local à chauffer par

exemple), sa température augmente.

Annexe 3: Application du système magnéto-calorique

Dispositif du G2Elab

Le dispositif réalisé au G2Elab (Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble) est de type alternatif, comme le montre la figure 1.11. Le régénérateur est constitué de plaques parallèles de gadolinium de 1 mm d'épaisseur et de 50 mm de longueur.

Le champ magnétique est produit par un aimant permanent (cylindre d'Halbach) créant un champ magnétique de 0.8 T. Le fluide utilisé est l'eau. Sa circulation est assurée par une pompe péristaltique fonctionnant dans les deux sens [Clot 2002]. Le vérin pneumatique produit le mouvement du bloc réfrigérant et assure les phases aimantation / désaimantation.

L'automate programmé permet de gérer le vérin et la circulation du fluide pour effectuer les 4 phases de ce cycle. Le système est fermé et il n'y a pas d'échange avec l'extérieur. Il a été conçu pour étudier le cycle AMRR et l'exploiter réellement en utilisant différents matériaux.

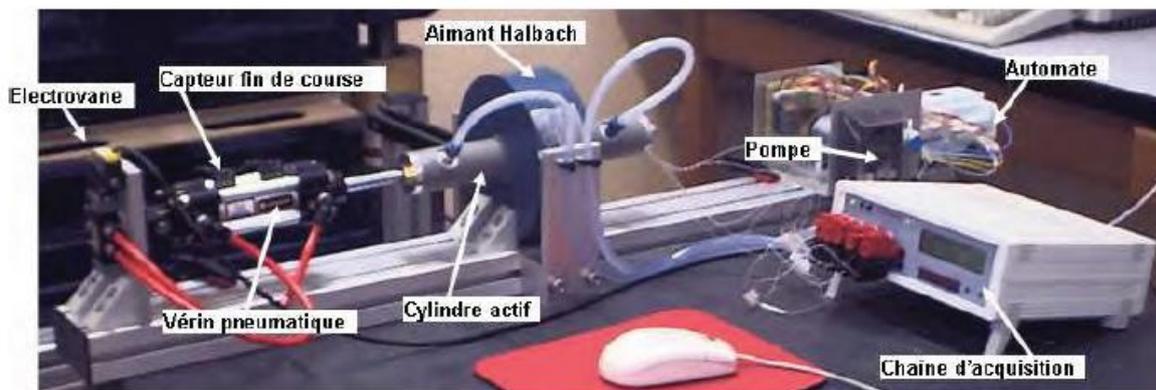


Figure 1.11 : Le dispositif du G2Elab.

Figure3 : Système magnéto-calorique

Annexe 4 : Cycle de Rankine

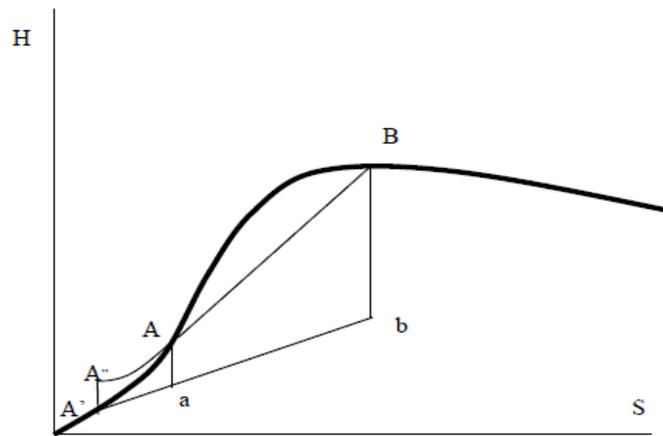


Figure 4 : cycle de Rankine

- De A' à A'' compression isentropique de l'eau par la pompe
- De A'' à A échauffement à pression constante dans la chaudière
- De A à B vaporisation à pression constante
- De B à b détente isentropique dans la turbine. Dans un cycle de Rankine la vapeur n'est pas surchauffée avant son introduction dans la chaudière. De ce fait la détente B-b finie avec un titre relativement élevé.
- De B à A' condensation totale à pression constante.

Annexe 5 : Réfrigérateur thermoacoustique

L'architecture la plus simple d'un réfrigérateur thermoacoustique (solaire) repose sur quatre pièces clés :

- Un long tube fermé dans lequel se propage l'onde sonore ; il se comporte comme un résonateur dont la fréquence de résonance est définie par sa longueur. Le tube étant hermétiquement fermé, il garde le son confiné entre ses parois.
- Un empilement de plaques placées entre deux échangeurs, constitués de matériaux poreux appelé stack, et qui assurent les échanges de chaleur entre le gaz et le milieu extérieur. C'est le cœur du système. Il doit être dimensionné avec soin et sa position dans le résonateur doit être déterminée avec précision.
- Un gaz, généralement de l'hélium ou de l'argon, qui se comprime et se détend au passage du son. Pour accroître encore les variations de température, le gaz est porté à haute pression, entre 30 et 40 bars.
- Une source d'énergie sonore. La réalisation du générateur d'onde thermoacoustique, se fait en plaçant, en un endroit judicieux du résonateur, un stack chauffé à une extrémité et refroidi à l'autre au moyen d'échangeurs de chaleur. Le gradient de température ainsi imposé génère une onde sonore (moteur thermoacoustique).

Le réfrigérateur thermoacoustique spatial (STAR) : utilisé en janvier 92 dans la navette spatiale Discovery.

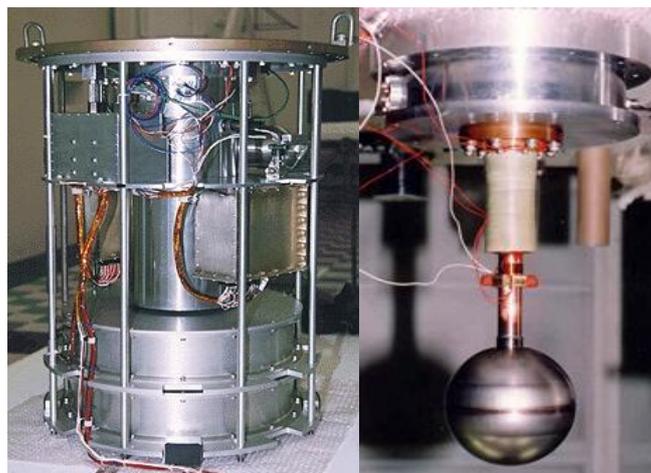


Figure 5 : Réfrigérateur thermoacoustique

Annexe 6: Les processus successifs dans les flux d'air sont les suivants :

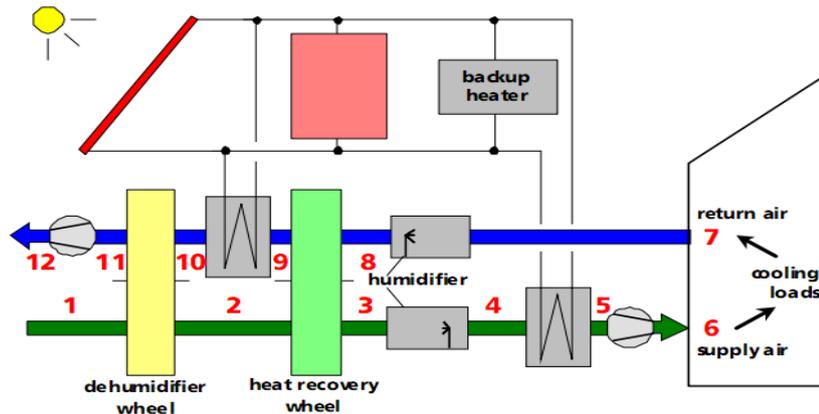


Figure 6: Schéma de système à dessiccation solide avec capteurs solaires (DEC solide), utilisant des roues à sorption et de récupération de chaleur: [2]

- 1-2 Déshumidification par sorption de l'air neuf ; le processus est principalement adiabatique et l'air est chauffé par la chaleur d'adsorption produite dans la matrice de la roue à sorption.
- 2-3 Pré-refroidissement de l'air neuf à contre-courant de l'air extrait du bâtiment (par échange sensible).
- 3-4 Refroidissement évaporatif de l'air neuf vers le niveau d'humidité désiré pour l'air neuf produite grâce à un dispositif d'humidification.
- 4-5 L'échangeur de chaleur est utilisé seulement durant la saison de chauffage pour préchauffer l'air neuf ; cette application est inutile en région tropicale
- 5-6 Petite augmentation de température en raison du ventilateur.
- 6-7 La température et l'humidité de l'air neuf sont augmentées à cause de la charge du bâtiment.
- 7-8 La température de l'air extrait du bâtiment est refroidie grâce au refroidissement évaporatif proche de la saturation.
- 8-9 L'air extrait est préchauffée à contre courant avec l'air neuf au moyen d'un échangeur de chaleur air/air, par exemple une roue de récupération de chaleur.
- 9-10 La chaleur de régénération est fournie par un champ de capteurs solaires thermiques.
- 10-11 L'eau emprise dans les pores du matériel dessiccant de la roue de déshumidification est désorbé grâce à l'air chaud. De cette manière la roue dessiccante peut de nouveau absorber l'humidité de l'air entrant.
- 11-12 L'air extrait est rejeté dans l'environnement au moyen d'un ventilateur d'extraction.

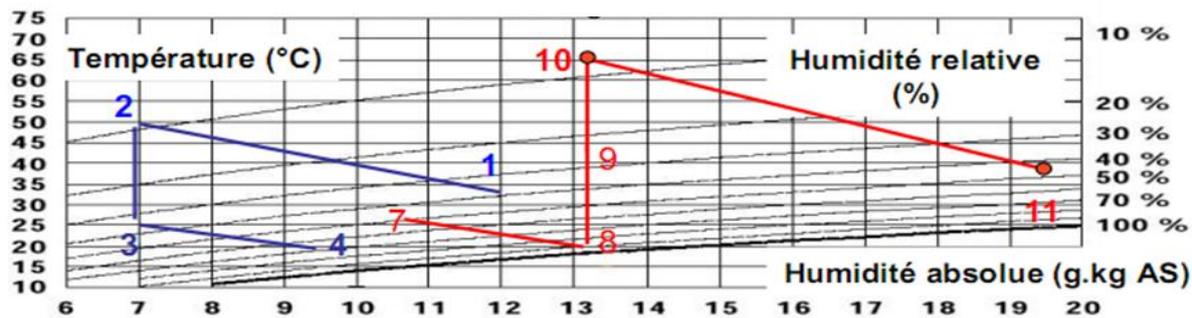


Figure 7 : Représentation du processus de dessiccation sur le diagramme de l'air humide [4]

Annexe 7 : Fonctionnement intermittent du réfrigérateur solaire à adsorption.

Le système de base présente trois principaux organes: Un réacteur ou désorbeur, un condenseur et un évaporateur. Les deux phases adsorption et désorption ont lieu successivement et ce procédé fonction donc de façon discontinue, ce qui impose le cyclage d'une masse thermique importante, diminuant le COP du système. Par ailleurs, un stockage frigorifique est nécessaire. [13] L'intermittence du cycle de production de froid du réfrigérateur solaire, est synchronisée avec celle de la source énergétique solaire :

- La journée, le chauffage de l'adsorbeur par le soleil produit la réaction endothermique de désorption. A ce moment-là, la pression augmente et les vapeurs d'eau chassées de l'adsorbant se condensent.
- La nuit le refroidissement de l'adsorbeur fait chuter la pression et engendre l'adsorption par l'adsorbat (eau) condensée durant la journée. L'eau est évaporée de l'évaporateur. [5]

Phase	Descriptif	Schéma	Diagramme
Chauffage isostérique ⁶ (8h-10h)	Le rayonnement solaire chauffe le capteur-adsorbeur. La pression de vapeur et la température augmentent dans le système.		
Désorption (10h-16h)	Lorsque la pression de saturation correspondant à la température du condenseur est atteinte, les vapeurs se condensent et s'écoulent vers l'évaporateur.		

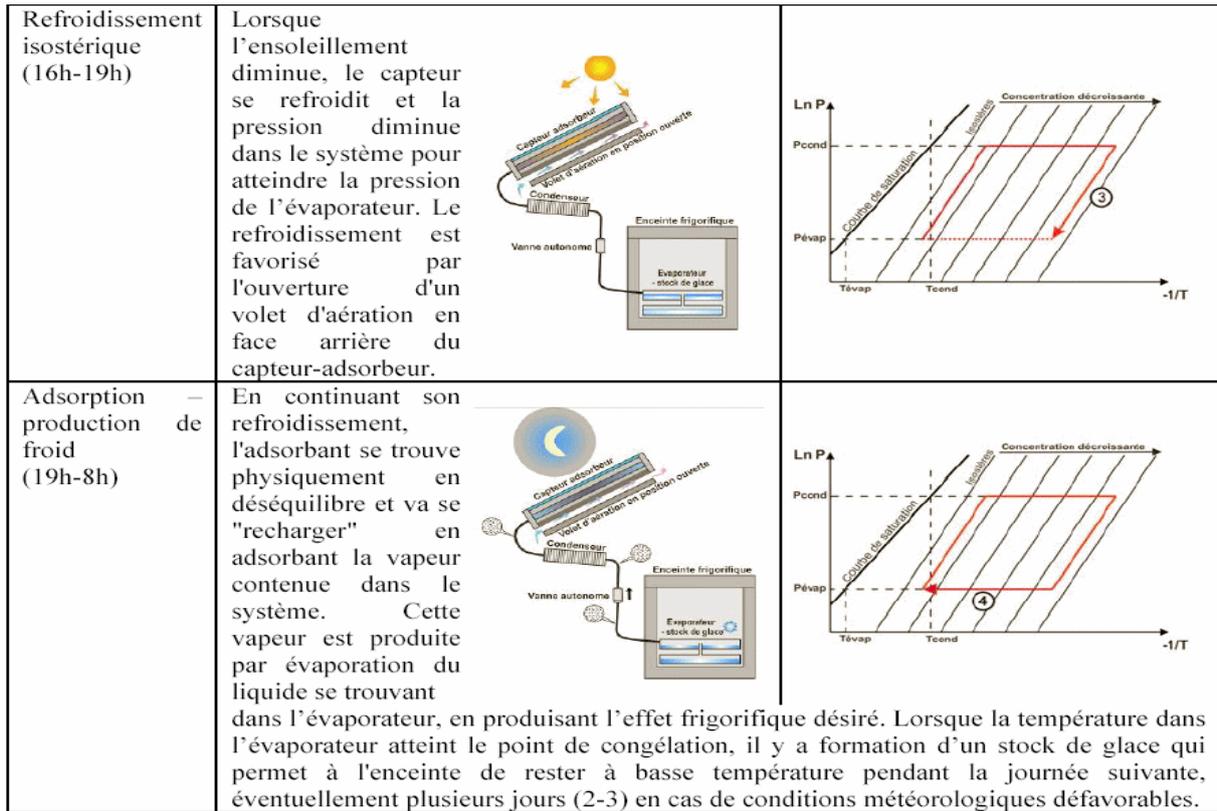


Figure 8:Exemple d'un cycle de fonctionnement du système intermittent de climatisation solaire par adsorption http://www.econologie.com/photo/climatisation_solaire_2.gif

Annexe 8 : Fonctionnement continu de la machine à adsorption.

Un fonctionnement quasi continu nécessite au moins deux compartiments dotés de matériaux adsorbants. Les systèmes disponibles sur le marché utilisent l'eau comme réfrigérant et le gel silice comme sorbant.

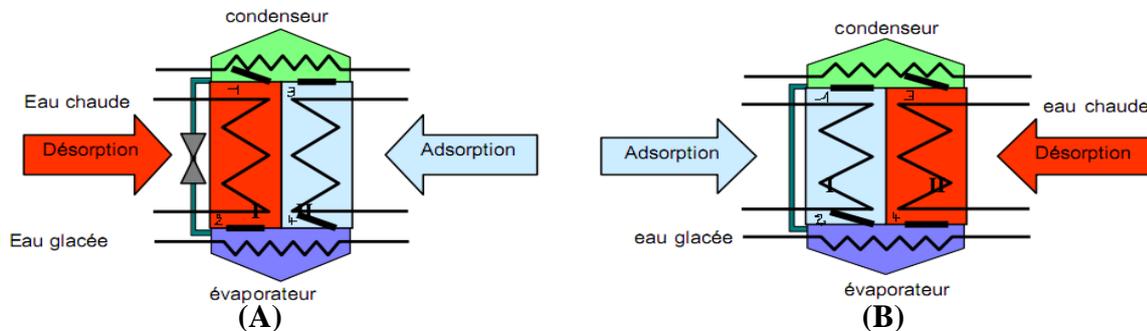


Figure 9: Schéma de principe d'une machine à adsorption. [4]

Principe de fonctionnement phase A

La machine comprend deux compartiments contenant chacun le matériau adsorbant (I et II), quatre clapets (1, 2, 3,4), un évaporateur et un condenseur.

1. Le compartiment I contenant le solide adsorbant en équilibre thermodynamique avec le fluide réfrigérant reçoit l'apport calorifique des panneaux solaires thermiques, l'adsorbant s'échauffe, ce qui provoque la désorption du réfrigérant et une élévation de pression, lorsque la pression de vapeur du réfrigérant atteint la valeur correspondant à la pression du condenseur, le clapet 1 est ouvert et les vapeurs sont connectées au condenseur,
2. Dans le condenseur, les vapeurs du réfrigérant cèdent leur chaleur par refroidissement au contact d'une eau de refroidissement,
3. Les condensats du réfrigérant sont détendus pour accéder à la de zone basse pression de l'installation,
4. Le réfrigérant à l'état liquide est dirigé dans l'évaporateur où il se vaporise instantanément en prélevant les calories du local à refroidir, (phase de " production de froid ").
5. L'adsorbant du compartiment II est refroidi au contact d'un circuit d'eau et maintient la basse pression. Le clapet 4 est ouvert afin de permettre l'adsorption des vapeurs stockées dans l'évaporateur.

Lorsque la production du froid diminue (saturation de l'adsorbant en vapeur d'eau), les fonctions de deux compartiments sont permutées par ouverture et fermeture des clapets (fonctionnement phase B).

6. La fonction désorbeur-adsorbeur de chaque compartiment est permutée à chaque cycle par

ouverture et fermeture des clapets 1; 4 et 2; 3. [2]

Annexe 9: Principe de la machine à absorption simple effet.

- Une solution composée d'un couple liquide réfrigérant et liquide absorbant est portée à ébullition à l'intérieur du désorbeur grâce à l'apport calorifique de panneaux solaires thermiques. La pression augmente et le réfrigérant s'évapore en se séparant de l'absorbant : on dit qu'il ya désorption. Les vapeurs du réfrigérant sont dirigées vers le condenseur.
- Dans le condenseur, la vapeur réfrigérante provenant du désorbeur se condense sur la surface du serpentin de refroidissement et l'eau de refroidissement évacue la chaleur de condensation. Le liquide réfrigérant s'accumule dans le condenseur, puis parvient dans l'évaporateur en passant dans un canal étroit (détente).
- La pression de l'évaporateur est proche du vide, de ce fait le réfrigérant y boue facilement à la surface du serpentin d'eau glacée. A ce stade, la chaleur d'évaporation latente du réfrigérant est éliminée et passe environ de 12°C à 7°C. La vapeur réfrigérante passe alors dans l'absorbeur.
- Conjointement, la solution absorbante est soutirée du désorbeur via une vanne de détente pour alimenter l'absorbeur. La vapeur réfrigérante est absorbée par la solution concentrée d'absorbant au moment où elle passe par la surface du serpentin de l'absorbeur. La chaleur provenant de la condensation et de la dilution est éliminée par de l'eau de refroidissement.
- La pompe de solution véhicule la solution diluée de l'absorbeur vers le désorbeur.
- Le cycle peut alors recommencer.

Annexe 10: Principe de la machine à absorption double effet

La structure de ces machines permet d'utiliser la chaleur introduite à la source chaude deux fois, d'où le terme double effet. Plusieurs structures sont développées actuellement: la machine à deux étages et le cycle GAX. Le système comporte comme organes principaux: deux désorbeurs, deux condenseurs, un absorbeur et un évaporateur et fonctionne suivant 3 niveaux de pression (P_0 : pression d'évaporation; P_1 : pression au désorbeur D1 et P_2 : pression intermédiaire).

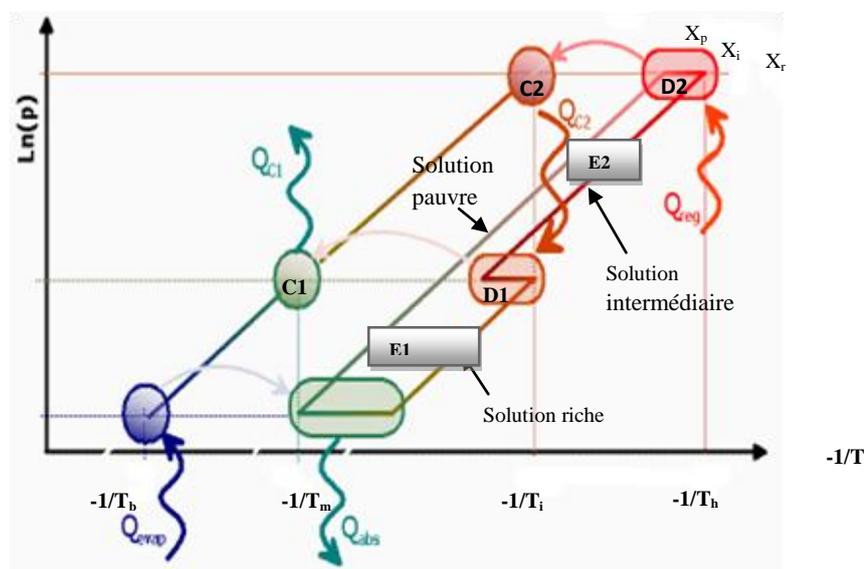


Figure 10 : Représentation du cycle dans le diagramme d'Oldham. C'est la chaleur de condensation Q_{C2} qui assure l'apport d'énergie au désorbeur D1. [3]

Le cycle fonctionnant entre les pressions P_0 et P_1 (évaporateur, condenseur C1, absorbeur et désorbeur D1) est analogue à la machine simple effet. Cependant au niveau du double effet on a la présence d'un désorbeur(D2) et d'un condenseur(C2) intermédiaire. La solution intermédiaire sortant du désorbeur D1, au lieu d'être détendue et réinjectée dans l'absorbeur, subit de nouveau une augmentation de pression via une pompe, puis est introduite dans le désorbeur (D2), fonctionnant à une pression plus élevée (P_2). Le niveau de pression est choisi de façon à ce que la température de condensation du frigorigène soit légèrement supérieure à la température de la solution intermédiaire. Ainsi, c'est la chaleur de condensation produite dans le condenseur C2 qui va chauffer le désorbeur D1. Pour l'utilisateur, seul le désorbeur D2 consomme de la chaleur avec l'extérieur. La production de froid dû au frigorigène désorbé par D1 est donc gratuite. On note la présence de deux échangeurs permettant d'améliorer

l'efficacité du système.

En théorie, ce procédé permet l'obtention d'un COP deux fois supérieur à celui d'une machine simple effet. Par exemple pour une même puissance froid, ce système (double effet) amènerait le COP d'un système simple effet à une valeur voisine de $1,5/1,6$. En réalité, la présence de deux pompes, ainsi que les irréversibilités dues aux transferts thermiques entre le désorbeur D1 et le condenseur C2, et dans les deux échangeurs E1 et E2 font que les machines actuellement fonctionnent avec des COP ne dépassant pas l'unité (0,8 à 1). [3]

Annexe 11: Les différents sorbants et réfrigérants

Le système à sorption comprend: le procédé par absorption liquide-gaz; le procédé par adsorption solide-gaz et le procédé par réaction chimique. Le principe de la sorption peut

être décrit selon l'équation suivante : $S_1 \rightleftharpoons S_2 + n \Delta H_{\text{sorp}}$

Avec S1 et S2 le sorbant (liquide ou solide) respectivement pauvre et riche en réfrigérant.

La réaction 1 représente la phase adsorption ou absorption avec rejet de chaleur $n\Delta H_{\text{ad-absorption}}$

la réaction 2 représente la phase de désorption nécessitant un apport de chaleur.

Couples du procédé par absorption

Le phénomène d'absorption est le mélange d'un gaz dans un liquide, les deux fluides présentant une forte affinité pour former une solution.

🚦 Couple Eau-Ammoniac

L'eau et l'ammoniac ayant une volatilité proche, le système nécessite un dispositif supplémentaire (rectificateur) pour purifier la vapeur d'ammoniac avant son entrée dans le condenseur. Ceci permet d'éviter une baisse importante du coefficient de performance [13].

L'utilisation de l'ammoniac comme fluide de travail a pour avantage la stabilité du système sur une large gamme de température et de pression; du fait de son point de congélation à -77°C, on peut produire du froid à très basse température; de plus l'ammoniac est facile d'accès car d'un coût peu élevé. À de hautes températures de fonctionnement, supérieures à 400°C, l'ammoniac présente le risque d'être explosif par décomposition en azote et hydrogène [26]; ce fluide est également toxique pour l'homme et dégage une odeur nauséabonde en cas de fuite [27].

🚦 Couple LiBr-Eau

L'eau comme fluide frigorigène a le grand avantage d'être stable sur une grande gamme de températures et de pressions, d'avoir une grande enthalpie de vaporisation et une toxicité neutre vis-à-vis de l'environnement. Cependant il présente des pressions opératoires très faibles d'où la nécessité de technologie sous vide; la température de solidification ne permet pas de l'utiliser pour des applications à très basses températures. En outre, ce couple rencontre un problème majeur lorsque la concentration de bromure de lithium devient élevée: il s'agit de la cristallisation. Dans le cycle, ces conditions peuvent apparaître lors de la détente de la solution pauvre en eau (concentrée en sel) et doivent être évitées.

Pour pallier aux problèmes de cristallisation, une solution serait d'introduire du réfrigérant dans la conduite de la solution pauvre afin de la diluer; toutefois cette solution présente l'inconvénient d'être relativement complexe puisque la quantité de réfrigérant déversé dans les conduits y est calculée en fonction de la concentration du liquide absorbant. [19]

Couples du procédé par adsorption

Les procédés par adsorption et par réaction chimique solide-gaz sont des procédés où les phases d'adsorption ou de désorption sont séparées temporellement. Cependant pour une production quasi continue, on utilisera deux réacteurs contenant le matériau adsorbant.

La différence principale entre les procédés par adsorption et par sorption chimique réside dans le type de liaison entre adsorbant et le fluide de travail (adsorbat).

En effet les forces d'adsorption impliquées dans les adsorbants physiques sont des forces intermoléculaires (force de Van der Waals). Ces forces de liaison n'impliquent pas un changement crucial des modèles orbitaux électroniques du matériau désorbant, mais une simple variation de sa masse [20]. Par contre pour la sorption chimique, les liaisons sont plus fortes, de type liaisons ioniques ou covalentes avec transformation de la structure chimique du sorbant.

Les couples les plus utilisés pour l'adsorption physique sont: charbon actif/méthanol, charbon actif/ammoniac, gel de silice / eau et zéolithe / eau.

Le couple zéolithe- eau

Ce couple est limité au domaine où la température d'évaporation est supérieure ou égale à 0°C ; de ce fait, ce couple est plus adapté au domaine de la climatisation [20].

La paire zéolithe / eau est stable à températures élevées; par conséquent, cette paire peut être employée pour récupérer la chaleur au-dessus de 200°C. L'isotherme d'adsorption est peu sensible à la pression de condensation, ainsi, le système peut fonctionner avec une gamme étendue de température de condensation.

Les inconvénients de ce couple sont essentiellement l'impossibilité de produire les températures d'évaporation en-dessous de 0°C et la mauvaise performance de transfert de masse due à la basse pression d'utilisation. En raison des valeurs élevées des températures d'adsorption et de désorption, pour une même source de chaleur, la durée du cycle pour le couple zéolithe/eau est plus longue que celle d'autres paires.

Le couple charbon actif - méthanol

En raison de sa capacité à produire du froid à des températures inférieures à 0°C, ce couple est étudié dans le domaine de la réfrigération solaire par adsorption. Cependant, le couple charbon actif / méthanol a l'inconvénient de fonctionner à une pression sous-atmosphérique. La nécessité du vide à l'intérieur d'une machine employant ce couple augmente la complexité de fabrication, et réduit la fiabilité du système, même une petite infiltration d'air peut sérieusement compromettre les performances de la machine.

Le couple charbon actif-ammoniac

Le processus d'adsorption de charbon actif/ammoniac est semblable à celui du charbon actif/méthanol. Le couple charbon actif/ammoniac a l'avantage d'avoir une pression d'utilisation plus élevée, qui est d'environ 16 bars, à la température de condensation de 40°C, de ce fait les performances de transfert de masse sont meilleures, et la durée de cycle peut être réduite. Les inconvénients du couple charbon actif/ammoniac sont liés à la toxicité et à odeur piquante de l'ammoniac, à l'incompatibilité entre l'ammoniac et le cuivre, et aussi dans les mêmes conditions de travail, la quantité d'adsorption de cycle est plus petite que celle du charbon actif /méthanol.

Le couple gel de silice-eau

La température de désorption du couple ne doit pas dépasser 120°C, et elle est généralement inférieure à 90°C. Une université à Shanghai a développé un réfrigérateur à adsorption (gel de silice-/eau) qui peut être alimenté par une source de chaleur à 55°C. Un inconvénient du couple gel de silice / eau est la faible capacité d'adsorption, qui est d'environ 0,2 kg/kg. Un autre inconvénient est l'impossibilité de produire des températures d'évaporation inférieures à 0°C.

Couples de travail de l'adsorption chimique comprennent principalement :

Les couples chlorures métalliques / ammoniac

L'avantage du couple chlorures métalliques / ammoniac est sa grande capacité d'adsorption, qui est supérieur à 1 kg / kg pour la plupart des chlorures. L'inconvénient de ce couple est principalement lié à la formation et l'agglomération de sel au cours de l'adsorption, ce qui compromet les transferts de masse et de chaleur.

Les couples hydrures métalliques/hydrogène

Similaire à la synthèse et aux processus de décomposition des couples chlorures/ammoniac, le processus d'adsorption et de désorption entre les hydrures métalliques et l'hydrogène ne dépendent que des conditions de température ou de pression. L'inconvénient de ce couple est un faible SCP (puissance spécifique de refroidissement par kilogramme d'adsorbant). L'un des avantages de ce couple est que les adsorbants sont également utilisés comme condenseur et évaporateur. Un autre avantage des hydrures métalliques est leur grande densité ($\rho = 6.5-8 \text{ kg / L}$), qui combinée avec leur capacité d'adsorption élevée conduit à grande capacité de refroidissement volumétrique. Cette fonctionnalité est intéressante dans les situations où l'espace est limité, mais où la légèreté n'est pas nécessaire.

Les couples oxydes métalliques / oxygène

Il existe deux types d'oxygène, l'oxygène moléculaire et l'oxygène atomique, qui peuvent être adsorbés par un métal. L'atome d'oxygène entre dans le maillage du métal pour former des oxydes métalliques. Le type d'oxygène, moléculaire ou atomique, adsorbé par le métal dépend de l'état extérieur et du type de métal.

Couples du procédé d'adsorption composite

Les adsorbants composites sont développés et étudiés avec deux objectifs principaux: améliorer les performances de transfert de chaleur et de masse des adsorbants chimiques, spécialement pour réduire la formation de sel et les phénomènes d'agglomération, et augmenter la capacité d'adsorption des adsorbants physiques. Les adsorbants composites fabriqués à partir d'un support poreux et d'adsorbants chimiques sont généralement une combinaison de chlorures métalliques et de charbon actif ou en fibres de carbone activé ou graphite expansé, ou un gel de silice ou zéolithe.

Annexe 12: Etude comparative du H₂O/LiBr et NH₃/H₂O

Th=75°C ; Tm=35°C et Tb=10°C

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_8 - h_7); \quad \text{AN: } \dot{Q}_{cond} = 0,0042 * (150 - 2630) = -10,51 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}h_1 - \dot{p}h_6 - \dot{m}h_{10}; \quad \text{AN: } \dot{Q}_{abs} = 0,038 * 87 - 0,034 * 155 - 0,0042 * 2510 = -12,57 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{dés} = \dot{m}h_7 + \dot{p}h_4 - \dot{m}h_3; \quad \text{AN: } \dot{Q}_{dés} = 0,0042 * 2630 + 0,034 * 220 - 0,038 * 145 = 13,08 \text{ kW}$$

$$COP \text{ théorique} = \frac{\dot{Q}_{éva}}{\dot{Q}_{dés} + W_{pompe}} \approx \frac{\dot{Q}_{éva}}{\dot{Q}_{dés}}$$

Tableau 1 : Données du couple LiBr/ H₂O

Point	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P (bars)	0,013	0,06	0,06	0,06	0,06	0,013	0,06	0,06	0,013	0,013
x (%H ₂ O)	0,43	0,43	0,43	0,485	0,485	0,485	1	1	1	1
H (KJ/kg)	75	75	75	170	170	170	2617	147	147	2518,9

COP= 0,69

Tableau 2 Données du couple H₂O/NH₃

Point	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P (bars)	6	15	15	15	15	6	15	15	6	6
x (%H ₂ O)	0,57	0,57	0,57	0,53	0,53	0,53	1	1	1	1
H (KJ/kg)	-99	-99	-99	90	90	90	1380	115	115	1300

COP= 0,41

COP (H₂O/LiBr) > COP (NH₃/H₂O)

Annexe 13 : Caractéristique des différentes machines à absorption fonctionnant au couple H₂O/LiBr

Tableau 3 : Machines à absorption

Constructeur	YAZAKI	EAW	SONNENKLIMA	CLIMATEWELL	ROTARTICA
Modèle	WFC-SC5	Wegracal SE 15	Suninverse 10	ClimateWell CW10	045 et 045V
Technologie	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption
Couple	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiCl	H ₂ O/LiBr
	 (source: Yazaki)	 (source: Schüco)	 (source: Sonnenklima)	 (source: Climatewell)	 (source: Rotartica)
Puissance froid (kW)	17,5	15	10	10	4,5
Températures chaudes	88/83	90/80	75/65	83/ -	90/85
Températures de refroidissement	31/35	30/35	27/35	30/ -	30/35
Températures d'eau glacée	12,5/7	17/11	18/15	- /15	13/10
COP	0,7	0,77	0,77	0,68	0,67
Dimensions (W*D*H)	0,6*0,8*1,94	1,75*0,76*1,75	1,13*0,8*1,96	1,2*0,8*1,6	1,09*0,76*1,15
Poids	420	660	550	875	290
Consommation électrique (w)	72	300	120	170	400-----045 1100----045V

Figure 11 : Machines à absorption

Annexe 14: Conception d'une machine frigorifique de 10kW

Définissons au préalable les températures de fonctionnement de la machine.

$T_h = 85^\circ\text{C}$: la température à laquelle la solution riche en frigorigène reçoit la quantité de chaleur Q_{des} au niveau du désorbeur ; $T_m = 35^\circ\text{C}$: la température du fluide caloporteur refroidissant parallèlement le condenseur et l'absorbeur et $T_b = 5^\circ\text{C}$: la température de la source froide au niveau de l'évaporateur. La haute pression P_h et la basse pression P_b correspondent respectivement aux pressions de vapeur saturante de l'eau à la température T_m (refroidissement) et T_b (production de froid).

Détermination des enthalpies des différents points.

Soient $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}$, les enthalpies des différents points de la machine. L'enthalpie h_8 correspond à l'ordonnée du point d'intersection de l'isobare(P_h) et de l'isotitre ($x=1$); h_{10} correspond à l'ordonnée du point d'intersection de l'isobare(P_b) et de l'isotitre ($x=1$). $h_8 = h_9$ du fait d'une détente isenthalpique.

Soient $\dot{m}, \dot{r}, \dot{p}$ et x, x_r, x_p respectivement les débits et titres massiques de l'eau pure, de la solution riche et pauvre en fluide frigorigène.

x_r correspond à l'abscisse du point d'intersection de l'isotherme T_m et de l'isobare P_b

x_p correspond à l'abscisse du point d'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobare P_h

On note $x_r = 44\%$ de H_2O et $x_p = 37\%$ de H_2O .

h_1 : correspond à l'ordonnée du point d'intersection de l'isobare P_b et de l'isotitre x_r

h_4 : correspond à l'ordonnée du point d'intersection de l'isobare P_h et de l'isotitre x_p

On suppose que les vapeurs issues du désorbeur sont en équilibre avec la solution liquide au point 3.

h_7 : enthalpie de la vapeur saturante à la température T_7

T_7 : correspond au point d'intersection de l'isobare P_h et de l'isotitre x_r .

Les températures de sortie des deux solutions vont dépendre de l'efficacité E de l'échangeur.

On a $T_2 = 35^\circ\text{C}$ et $T_4 = 85^\circ\text{C}$

La solution riche correspond au fluide froid et la solution pauvre au fluide chaud.

Nous sommes dans le cas où les capacités thermiques C_c (fluide chaud) et C_f (fluide froid)

sont définies telles que : $C_c = \dot{p}C_{p_c} < C_f = \dot{r}C_{p_f}$ Nous pouvons donc

écrire : $E = \frac{(T_{c_e} - T_{c_s})}{(T_{c_e} - T_{f_e})}$ Pour une efficacité de l'échangeur $E = 0,7$ on a :

$T_5 = T_4 - E(T_4 - T_2)$. L'application numérique nous donne $T_5 = 50^\circ\text{C}$.

h_5 correspond à l'ordonnée de l'isotherme T_5 et de l'isotitre x_p

Le bilan enthalpique propre de l'échangeur s'écrit : $\dot{r}(h_3 - h_2) = \dot{p}(h_4 - h_5)$

$$h_3 = \frac{\dot{p}}{\dot{r}}(h_4 - h_5) + h_2$$

Le relevé des valeurs conduit alors aux résultats du tableau qui suit.

Tableau4: caractéristique thermodynamique de la machine à absorption.

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T (°C)	35	35	63,2	85	50	49,7	69,3	35	5	5
P (mbar)	8	55	55	55	55	8	55	55	8	8
X% (H ₂ O)	0,44	0,44	0,44	0,37	0,37	0,37	1	1	1	1
h (kJ/kg)	87	87	145	220	155	155	2630	150	150	2510

▪ **Bilan massique**

$$\dot{m} + \dot{p} - \dot{r} = 0 \quad \text{bilan global} \quad (1)$$

$$\dot{m} + \dot{p}x_p - \dot{r}x_r = 0 \quad \text{bilan frigorigène} \quad (2)$$

Des équations (1) et (2), on tire les relations ce qui suit:

$$\dot{r} = \dot{m} \frac{1 - x_p}{x_r - x_p} \quad \dot{p} = \dot{m} \frac{1 - x_r}{x_r - x_p} \quad \text{avec} \quad \dot{m} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{h_{10} - h_9}$$

$$\dot{m} = \frac{10}{2510 - 150} = 0,0042 \text{ kg/s} \quad \dot{r} = 0,0042 \frac{1 - 0,37}{0,44 - 0,37} = 0,038 \text{ kg/s} \quad \dot{p} = 0,0042 \frac{1 - 0,44}{0,44 - 0,37} = 0,034 \text{ kg/s}$$

▪ **Bilan enthalpique**

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_8 - h_7); \quad \text{AN: } \dot{Q}_{cond} = 0,0042 * (150 - 2630) = -10,51 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{r}h_1 - \dot{p}h_6 - \dot{m}h_{10}; \quad \text{AN: } \dot{Q}_{abs} = 0,038 * 87 - 0,034 * 155 - 0,0042 * 2510 = -12,57 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{dés} = \dot{m}h_7 + \dot{p}h_4 - \dot{r}h_3; \quad \text{AN: } \dot{Q}_{dés} = 0,0042 * 2630 + 0,034 * 220 - 0,038 * 145 = 13,08 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{refroidissement} = \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{cond}; \quad \text{AN: } \dot{Q}_{refroidissement} = -12,57 - 10,51 = -23,08 \text{ kW}$$

$$COP \text{ théorique} = \frac{\dot{Q}_{\text{éva}}}{\dot{Q}_{\text{dés}} + W_{\text{pompe}}} \approx \frac{\dot{Q}_{\text{éva}}}{\dot{Q}_{\text{dés}}}; \quad A.N : COP = \frac{10}{13,08} = 0,76$$

✚ Calcul des débits d'eau dans les circuits associés à la machine à absorption

Soient \dot{m}_{chaud} , $\dot{m}_{\text{refroidissement}}$, \dot{m}_{froid} , les débits d'eau glacée associés respectivement au circuit d'eau chaude, d'eau de refroidissement et d'eau glacée.

$$\dot{m}_{\text{chaud}} = \frac{\dot{Q}_{\text{dés}}}{C_{p_{\text{eau}}} * \Delta T}; \quad A.N : \dot{m}_{\text{chaud}} = 1,23 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\dot{m}_{\text{refroidissement}} = \frac{\dot{Q}_{\text{refroidissement}}}{C_{p_{\text{eau}}} * \Delta T}; \quad A.N : \dot{m}_{\text{refroidissement}} = 2,8 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\dot{m}_{\text{froid}} = \frac{\dot{Q}_{\text{éva}}}{C_{p_{\text{eau}}} * \Delta T}; \quad A.N : \dot{m}_{\text{froid}} = 1,72 \text{ m}^3 / \text{h}$$

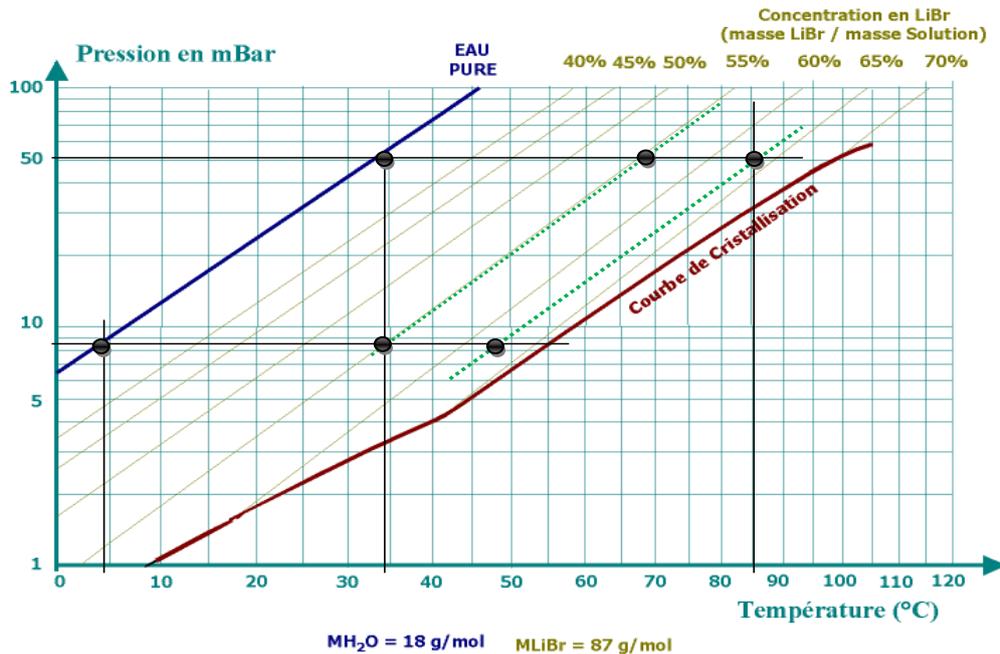


Figure 11: Diagramme d'Oldham. (Le diagramme d'Oldham est en réalité une fonction de (Ln(P), -1/T))

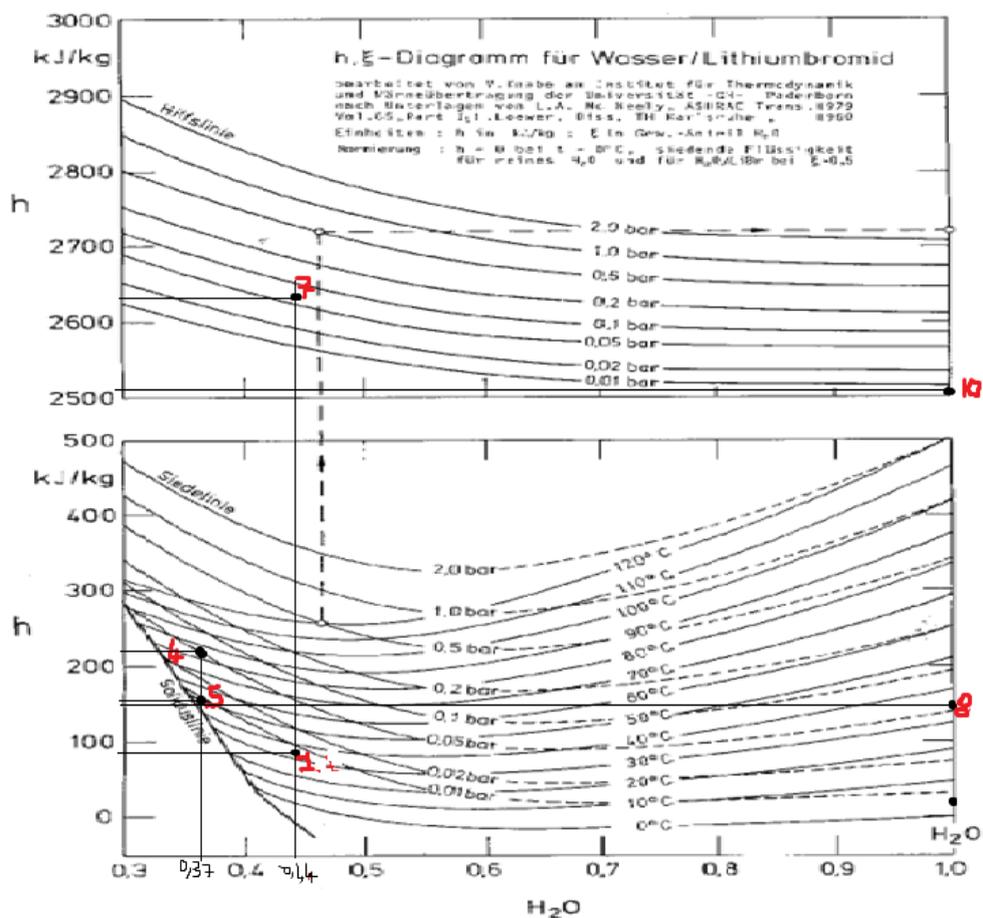


Figure 12: Diagramme de Merkel du couple Eau/LiBr

Annexe 15: Caractéristique de la machine Wegracal SE 15 du constructeur allemand EAW

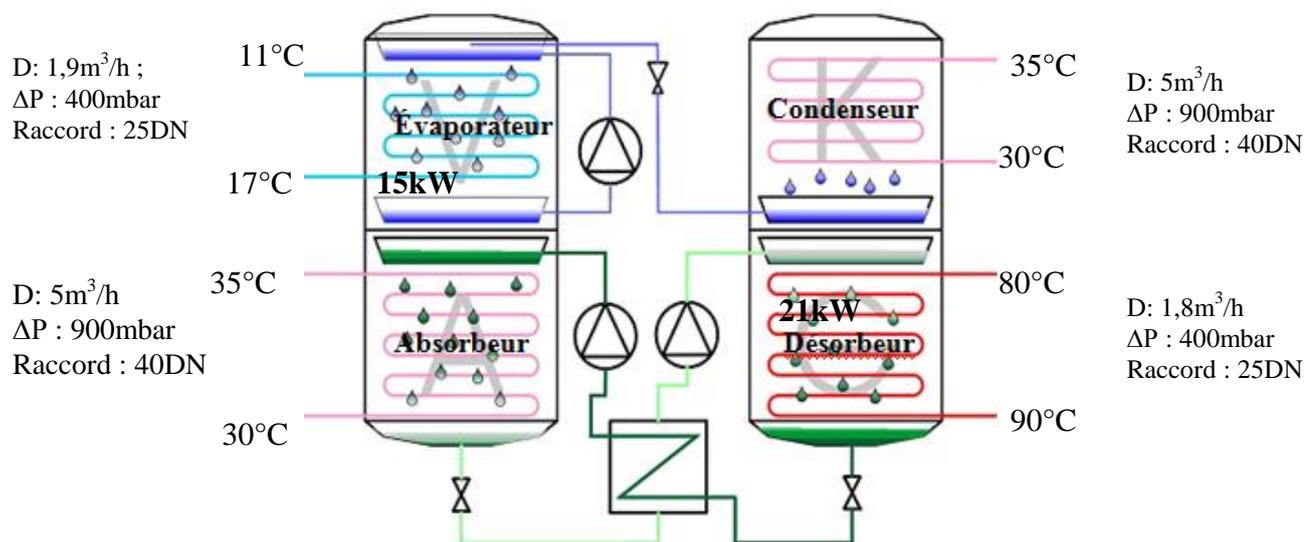


Figure 13: Machine Wegracal SE 15

Annexe 16 : Dimensionnement des capteurs

La puissance thermique nécessaire au désorbeur est de 21kW.

Nous estimons à 5 % les pertes thermiques dans les conduites ballon - désorbeur et aussi des capteurs au ballon. La puissance utile des capteurs est de: $P_u = P_{Dés} * 1,05$

Il nous faut donc une puissance de 22kW fournie par les capteurs solaire.

Calcul de la surface de capteur

La puissance utile fournie par les capteurs est définie par les relations suivantes :

$$P_u = S(\beta G - K(T_{fm} - T_e))$$

On peut alors en déduire la surface S:

$$S = \frac{P_u}{G \cdot (\beta - K(T_{fm} - T_e)/G)} = \frac{P_u}{G \cdot \eta_{capteur}}$$

Avec

P_u : Puissance utile (W)

G : Flux de rayonnement disponible sur le plan des capteurs (W/m²) ;

T_e : Température ambiante extérieure (°C);

T_{fm} : Température moyenne du fluide dans les capteurs (°C);

S : Surface des capteurs (m²);

β : Coefficient optique, généralement compris entre 0,5 et 0,8 pour les capteurs sous vide (à incidence normale).

K : coefficient de déperdition thermique compris entre 1,5 et 3 W/m²/°C pour les capteurs sous vide.

$P_u = 22$ kW; $G = 600$ W/m²; $T_e = 40$ °C ; $T_{fm} = 95$ °C

Le tableau suivant présente les surfaces de capteurs nécessaires pour deux types de capteurs.

Tableau 5 : caractéristiques des capteurs.

	15kW	
	Viessman 200T	TZ58/1800
β	0,789	0,734
K (W/m ² /°C)	1,36	1,529
Surface de capteur encombrement (m ²)	80	115
Surface de capteur utile (m ²)	56	63
Nombre de capteur	18	34
Coût capteurs (€)	34 128	20 332

Annexe 17 : Caractéristiques du ballon de stockage



Figure 14 : Ballon de stockage

- Cuve et échangeurs tubulaires en acier S235JR de qualité
- Isolation en mousse de PU avec coefficient lambda **0.037**.
- Diamètre avec isolation [mm]:**1350**; Isolation [mm]:**100**; Hauteur sans/avec **isolation** [mm]: **2200/2250**
- Surface de chauffe registres haut/bas si applicable [m²]: **2,4/4,5**
- Utilisable avec différentes sources de chaleur (Bois, fuel, gaz, PAC...)
- T° Max. /P max. [°C/bar]: 95°C/4,5bar ; Emplacements sondes A, C, G, K, filet intérieur [Pouce]:1/2'' ; Piquages I, L, N, P filet intérieur [Pouce]:1'' ; Piquages B, D, E, F, H, J, M filet intérieur [Pouce]: 1+1/2''

Annexe 18 : Dimensionnement de l'échangeur associé au refroidissement Puits canadien+ aéroréfrigérant.

La chaleur fournie ou reçue par l'air d'un état A à un état B se détermine selon la formule : $Q = \dot{m} * (h_B - h_A)$ \dot{m} : débit de l'air; h_A, h_B : Enthalpies de l'air au point A et B, déterminées par le diagramme de l'air. Cependant à défaut de données nous utiliseront la formule suivante : $Q = \dot{m} * C_{p_{air}} * \Delta T$

Méthode de NUT

Cette méthode du nombre d'unités de transfert NUT est plus structurée et repose sur les définitions de flux thermique maximum et de l'efficacité.

$$NUT = \frac{U * S}{C_{\min}} \quad U: \text{Coefficient d'échange global (W/m}^2/\text{°C)} \quad S : \text{Surface d'échange (m}^2\text{)}$$

C_{\min} : Débit de capacité thermique minimal (kJ/s/°C)

$$C_{\min} = \dot{m}_{\min} * C_{p_{\min}} \quad C_{\max} = \dot{m}_{\max} * C_{p_{\max}}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} : \text{Rapport de débits de capacités thermiques ;}$$

Le flux maximal s'exprime comme suit : $\phi_{\max} = \dot{m} C_{p_{\min}} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$

L'efficacité est le rapport entre le flux transmis effectivement transféré et le flux maximum

$$\text{transférable: } E = \frac{\phi}{\phi_{\max}} = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{\min} C_{p_{\min}} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{m}_{\min} C_{p_{\min}} (T_{ce} - T_{fe})}.$$

On tire ainsi l'expression de la puissance échangée comme suit :

$$\phi = E C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}).$$

- **Dimensionnement de l'échangeur air /eau.**

L'eau représente le fluide chaud car, il se refroidit et l'air est le fluide froid. La température d'entrée de l'air et le débit sont fixés ; ainsi en fonction de la chaleur transférée (35kW) et de l'efficacité d'échange, on détermine la température de sortie de l'eau.

Tableau 6 : Données à 30°C de soufflage d'air du puits canadien

Débit d'air (m ³ /h)	9000	12000	15000	18000	21000	24000
T°C de l'eau à la sortie de l'échangeur	39	35	33	32	32	32
Efficacité de l'échangeur	0,77	0,79	0,77	0,75	0,76	0,77

Tableau 7 : Données à 30°C de soufflage d'air du puits canadien

Débit d'air (m ³ /h)	15000	18000	21000	24000
T°C de l'eau à la sortie de l'échangeur	36	35	35	35
Efficacité de l'échangeur	0,77	0,77	0,76	0,76

Annexe 19 : Méthode de dimensionnement des pompes de circulation des différents circuits.

$$\Delta P_L = J * L_D ; \Delta P_L : \text{Perte de charge linéaire (Pa)}; \quad j : \text{Perte de charge unitaire (Pa/m)};$$

$l_D : \text{longueur droite (m)}$

$$\Delta P_S = \xi \frac{\rho * w^2}{2}; \quad \xi : \text{coefficient de perte de charge singulière}; \quad \rho : \text{masse volumique (kg/m}^3\text{)};$$

$w : \text{vitesse du fluide (m/s)}$.

$$\Delta P_S = \xi \frac{\rho * w^2}{2}; \quad \xi : \text{coefficient de perte de charge singulière}; \quad \rho : \text{masse volumique (kg/m}^3\text{)};$$

$w : \text{vitesse du fluide (m/s)}$.

(100kPa = 1bar ≈ 10mCE)

Les pertes de charge linéaires :

Connaissant le diamètre de la tuyauterie et le débit du fluide qui y circule, on détermine grâce à l'abaque des pertes de charge correspondant la vitesse du fluide et la perte de charge linéiques. Les pertes de charge linéaires correspondent au produit des pertes de charge linéique par la longue droite du circuit.

Les pertes de charge singulières :

Une fois que l'on a déterminé la vitesse du fluide et les coefficients de pertes de charge singulières de tous les organes constituant le circuit, on peut grâce à la formule ci-dessus déterminer les pertes de charge singulières. On constate que ces pertes de charge n'influencent pas les pertes de charge totales tant que la vitesse reste inférieure à 1m/s.

Choix du circulateur :

Le circulateur doit vaincre les pertes de charges totales du circuit. En fonction donc des pertes de charges totales de la conduite et du débit de fluide, on détermine grâce à des courbes de performance de circulateurs le plus approprié.

Circulateurs utilisés : Les circulateurs GRUNDFOS MAGNA et les circulateurs SALMSON

Annexe 20 : Coût d'investissement de l'installation de climatiseur solaire.

Tableau 8 : Investissement.

Matériaux	nombre	coût €	coût Cfa
Capteurs	34	16 347	10 722 931
Chaudière	1	2 000	1 311 920
Ballon	1	1495,44	980 949
Machine	1	20000	13 119 200
Tour de refroidissement	1	5000	3 279 800
ventilo-convecteurs	4	3672	2 408 685
Circulateurs+accessoires de régulation	=	7000	4 591 720
Tuyauterie	=	3500	2 295 860
Total équipement		59 014	38 711 065
Importation	10%	5 901	3 871 106
douanes	Exonération	-	-
installation	6%	3 541	2 322 664
		68 457	44 904 835
Eventuelle réduction sur le coût total des équipements	20%	56 654	37 162 622

Annexe 21 : Etude économique.

SYSTÈME A ABSORPTION

Année	investissement	dépenses de fonctionnement (élect+bois+eau)	Total	Coeff. D'actualisation	Dépenses actualisées
0	36 711 400	779 400	37490800	1,000	37 490 800
1	0	779 400	779400	0,893	695 893
2	0	779 400	779400	0,797	621 333
3	0	779 400	779400	0,712	554 762
4	0	779 400	779400	0,636	495 323
5	0	779 400	779400	0,567	442 252
6	0	779 400	779400	0,507	394 868
7	0	779 400	779400	0,452	352 561
8	0	779 400	779400	0,404	314 787
9	0	779 400	779400	0,361	281 059
10	1 500 000	779 400	2279400	0,322	733 906
11	0	779 400	779400	0,287	224 059
12	0	779 400	779400	0,257	200 053
13	0	779 400	779400	0,229	178 618
14	0	779 400	779400	0,205	159 481
15	0	779 400	779400	0,183	142 393
16	0	779 400	779400	0,163	127 137
17	0	779 400	779400	0,146	113 515
18	0	779 400	779400	0,130	101 353
19	0	779 400	779400	0,116	90 494
20	0	779 400	779400	0,103667	80 798

SYSTÈME A COMPRESSION

Année	investissement	dépenses de fonctionnement	total	Coeff. D'actualisation	Dépenses actualisées
0	1 392 857	1867143	3 260 000	1,000	3 260 000
1	0	1797143	1797143	0,893	1 604 592
2	0	1797143	1797143	0,797	1 432 671
3	0	1797143	1797143	0,712	1 279 171
4	0	1797143	1797143	0,636	1 142 117
5	1 392 857	1867143	3260000	0,567	1 849 812
6	0	1797143	1797143	0,507	910 489
7	0	1797143	1797143	0,452	812 936
8	0	1797143	1797143	0,404	725 836
9	0	1797143	1797143	0,361	648 068
10	1 392 857	1867143	3260000	0,322	1 049 633
11	0	1797143	1797143	0,287	516 636
12	0	1797143	1797143	0,257	461 282
13	0	1797143	1797143	0,229	411 859
14	0	1797143	1797143	0,205	367 731
15	1 392 857	1867143	3260000	0,183	595 590
16	0	1797143	1797143	0,163	293 153
17	0	1797143	1797143	0,146	261 744
18	0	1797143	1797143	0,130	233 700
19	0	1797143	1797143	0,116	208 660
20	0	1797143	3260000	0,104	954

43 795 444

18 403 632

