

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**  
جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان  
Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –  
Faculté de TECHNOLOGIE



## **MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

**En :** Génie mécanique

**Spécialité :** Génie énergétique

**Par:** M MRABET MOHAMMED NADHIR

### **Sujet**

Calcul et dimensionnement d'un capteur solaire plan à eau pour  
les besoins en chauffage des habitats

Soutenu publiquement, le 07 / 06 / 2017, devant le jury composé de :

Président	<b>M. A. GHERNAOUT</b>	UABTlemcen
Encadreur	<b>M. K.ALIANE</b>	UABTlemcen
Examineur 1	<b>M. B. ROSTANE</b>	UABTlemcen
Examineur 2	<b>M. H.BOUSBAA</b>	UABTlemcen

**Année universitaire 2016-2017**

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## Bibliographie

- [1] Potentiel solaire en Algérie, bureau d'étude et réalisation (sundous), 2015.
- [2] **N. YAMANI, K. MOHAMMEDI et A. KHELLAF**, le potentiel solaire algérien figure parmi l'un des plus importants au monde, portail algérien des énergies renouvelable CDER 2012.
- [3] Energie Renouvelable, Wikipédia, 2015.
- [4] La plateforme du chauffe-eau solaire individuel en région Provence-Alpes-Côte d'Azur, vivonsolairenaca.fr, cahier des charges, 2013.
- [5] **P. ROUX**, Cours de thermique, polycopier Université de Rennes 2006.
- [6] Division de l'énergie renouvelable et électrique, introduction aux chauffe-eau solaires, Ressources naturelles, Canada, 2000.
- [7] **Y. JANNOT**, Thermique solaire, janvier 2008.
- [8] **J.H. WATMUFF, Charters, D. Proctor**, Solar and wind induced external coefficients for solar collectors, Int. Revue d'Héliotechnique 2, 1977.
- [9] **S.SAMI, D. LAFRI, A.HAMID et K. LAROUCI**, Etude du comportement thermique d'une installation de chauffage d'eau collective, Revue des Energies Renouvelables, pp 255-260, 1993.
- [10] **I. GRINBERG**, L'aluminium. Un si léger métal, Edition la Découvertes Gallimard, 2003.
- [11] **A. HARMIM**, Contribution à l'estimation des performances énergétiques de différents systèmes solaires en milieu Saharien, Thèse de Magister CDER 1994
- [12] **C. CARDONNEL** : Solaire actif et passif (Conception, bilan thermique, habitat), Les éditions parisiennes, CFP Chaud Froid Plomberie, s.l, 1983

## Résumé

Notre travail porte sur l'étude d'une installation solaire pour chauffer et climatiser une habitation située à Tlemcen.

Dans la première partie nous avons présente quelques notions sur le gisement

Solaire, les énergies renouvelable ainsi que l'énergie solaire.

Dans la deuxième partie, nous avons présente les calculs de déperditions thermique à travers les parois et le coefficient de déperdition volumique de l'habitat, ainsi que le traitement d'air pour l'hiver comme pour l'été.

**Mots clés** : installation solaire, chauffage et climatisation, capteur solaire thermique, traitement d'air, énergie solaire.

## Abstract

Our Works focus es on the study of a Solar system to heat and cool a home site located in Tlemcen. In the first part we presented some ideas about a Solar resource, reneweble energy and solar energy. In the second part, we presented the calculations of heat loss throught the walls and the coefficient of volume loss of habitat, and the air handling for the winter as in the summer.

Keywords : solar, heating and cooling, solar thermal collector, air treatment, solar energy.

## ملخص

يركز عملنا على دراسة نظام الطاقة الشمسية لتسخين و تبريد منزل يقع في تلمسان. في الجزء الأول قدمنا بعض الأفكار حول موارد الطاقة الشمسية و الطاقة المتجددة و الطاقة الشمسية في الجزء الثاني، قدمنا حسابات فقدان الحرارة من خلال الجدران و معامل فقدان الحرارة الحجمي ، و معالجة الهواء لفصل الشتاء كما في الصيف  
كلمات البحث: الطاقة الشمسية، التدفئة و التبريد، تجميع الطاقة الشمسية الحرارية، معالجة الهواء .

## Liste des figures

### Chapitre 1 : généralité sur l'énergie solaire

Fig1.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère .....	6
Fig1.2 : Schématisation du mouvement de la terre autour du soleil.....	7
Fig1.3 : sphère céleste .....	8
Fig1.4 : Coordonnées géographiques.....	9
Fig1.5 : Coordonnées horaires.....	9
Fig1.6 : Coordonnées horizontales.....	11
Fig1.7 : Représentation des vecteurs unitaires.....	13
Fig1.8 : Classification des divers rayonnements électromagnétiques en fonction de leur longueur d'onde.....	15
Fig1.9 : Composants du rayonnement solaire.....	16
Fig1.10 : Bilan du rayonnement solaire arrivé au sol.....	17
Fig1.11 : rayonnement solaire annuel dans le monde (kwh/m.an).....	18
Fig1.12 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan .....	19
Fig1.13 : Schéma descriptif d'un capteur plan .....	21
Fig1.14 : Absorbeur et revêtement sélectif.....	23
Fig1.15 : Peinture noire sur l'absorbeur.....	25
Fig1.16 : Schéma des revêtements de surface pour l'absorbeur sélectif de l'énergie solaire .....	29
Fig1.17 : Emissivité en fonction de la longueur d'onde d'une surface sélective d'un capteur plan.....	30
Fig1.18 : Réfraction d'un rayon lumineux a la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.....	33
Fig1.19 : Effet de multiple réflexion sur le facteur de transmission d'une vitre.....	35
Fig1.20 : Schéma de différentes pertes.....	38

### Chapitre2 : Climatisation solaire

Fig2.1 : Installation et diagramme T-S de la machine a compression de vapeur.....	42
Fig2.2 : Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque.....	44
Fig2.3 : Machine frigorifique couple a cycle de RANKINE.....	45
Fig2.4 : Système à éjection .....	46
Fig2.5 : Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption.....	48
Fig2.6 : Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à dessiccant.....	51
Fig2.7 : Description schématique du cycle à absorption a simple étage.....	52
<b>Chapitre 3 : Calculs d'une installation de conditionnement d'air</b>	
Fig3.1 : Schéma de l'habitation.....	57
Fig3.2 : Composantes des parois.....	58
Fig3.3 : Installation de la centrale de traitement d'air (hiver).....	67
Fig3.4 : Installation de la centrale de traitement d'air (été).....	75
Fig3.5 : Machine frigorifique à absorption.....	76
Fig3.6 : Détente et refroidissement de la solution pauvre.....	77
Fig3.7 : Pressurisation et chauffage de la solution.....	77
Fig3.8 : Diagramme d'OLDHAM-couple NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O.....	79
Fig3.9 : Désorbeur à film ruisselant.....	81
Fig3.10 : Rectification de la vapeur. (a) par échangeur de vapeur/eau.....	81
Fig3.11 : Rectification de vapeur.....	82
Fig3.12 : Diagramme de MERKEL.....	83
Fig3.13 : Machine à absorption avec échangeur interne.....	85

## Dédicaces

C'est avec un grand plaisir que je dédie ce modeste travail en guise de respect et de reconnaissances à :

- ♥ Mes très chers parents, en témoignage et en gratitude de leur soutien permanent durant toutes mes années d'études leurs sacrifices illimités, leur réconfort moral et tous les efforts qu'ils ont consentis pour mon instruction et pour me voir réussir un jour, surtout ma mère que DIEU me la gade
- ♥ Mes sœurs pour leurs aides et leur soutien morale pendant toute l'année spécialement SARAH.
- ♥ Ma chère femme MIMICHA que j'aime
- ♥ Mes beaux-frères SALIH et ANISS, mes nièces DENIZ et LEILA, mes neveux RACIM et KHALIL, mes cousin ANES, MUS, AMINE, ABDERRAHMANE et ma cousine MERIEM, mon oncle HBIBI et tout la famille MRABET et MERAD.
- ♥ Une pensée particulière à mes très chers amis, MOKHTAR BENYELLES, MADLENA, MIMOU, SALAH, ABDOU et KHOUYA IMED, qui n'ont pas cessés de me rapporter un véritable soutien dans ma vie quotidienne et universitaire. Je demande à DIEU tout puissant de les bénir car ils sont précieux pour moi.
- ♥ Et sans oublier tous mes camarades de classe la promotion M2 GTER 2015, M2 GE 2017 avec l'imminente collaboration de mon cher professeur M ALIANE KHALED.
- ♥ Tous mes amis YASSIN, TARIK, RAMZY, CHRIFOS, RACHID, HADI, AMINE, HAFID, AZE.

***MRABET MOHAMMED NADHIR.***



## Nomenclature

A	Surface [m <sup>2</sup> ]
A <sub>f</sub>	Surface des fenêtres [m <sup>2</sup> ]
A <sub>a</sub>	Amplitude de la température de l'air [°C]
A <sub>g</sub>	Surface totale de l'interstice [m <sup>2</sup> ]
A <sub>s</sub>	Apport solaire [kw/moi]
A <sub>v</sub>	Aire de ventilation totale [m <sup>2</sup> ]
B	Besoin thermique mensuel [kw/moi]
C	Capacité calorifique volumétrique [J/m <sup>3</sup> .k]
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique de l'air [J/kg. °C]
C <sub>a</sub>	Chaleur spécifique de l'air de la pièce [J/Kg.K]
C <sub>in</sub>	Coefficient de surpuissance
C <sub>v</sub>	Efficacité d'ouverture (=0.5-0.6 pour un vent perpendiculaire à l'ouverture, =0.25-0.35 pour un vent diagonal)
C <sub>r</sub>	Ratio estimé des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries
COP	Coefficient de performance
C <sub>1</sub>	Coefficient d'orientation et d'inclinaison de la paroi considérée
D <sub>j</sub>	Degrés Jours [Jours.°C]
DBP	Déperditions de base par transmission de chaleur [W/°C]
DBR	Déperditions de base par renouvellement d'air [W/°C]
D	Déperditions totales d'un logement [W/°C]
D <sub>e</sub>	Durée d'ensoleillement pour chaque jour de moi [h]
D <sub>i</sub>	Déperditions totales d'un volume [W/°C]
D <sub>T</sub>	Déperditions par transmission du volume [W/°C]
D <sub>R</sub>	Déperditions par renouvellement d'air du volume [W/°C]
D <sub>s</sub>	Déperditions surfaciques à travers les parties courantes [W/°C]
D <sub>li</sub>	Déperditions à travers les liaisons [W/°C]
D <sub>sol</sub>	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol [W/°C]
D <sub>inc</sub>	Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés [W/°C]
D <sub>Rv</sub>	Déperditions dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation [W/°C]
D <sub>Rs</sub>	Déperditions supplémentaires dues au vent [W/°C]
D <sub>réf</sub>	Déperditions de référence [W/°C]

$D_s$	Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois [ $W/°C$ ]
$d$	densité de l'air [ $kg / m^3$ ]
$d_0$	Profondeur de la pénétration de la sonde [m]
$E_w$	Energie finale pour un chauffage [kWh]
$E_e$	Consommation d'électricité [ $kWh/m^2an$ ]
$E$	Puissance solaire incidente [ $W/m^2$ ]
$E_u$	Puissance utile du capteur [ $W/m^2$ ]
$E_{occ}$	Epaisseur de l'occultation. [m]
$E_i$	Epaisseur de la couche de matériau [m]
$e$	Facteur d'émission des murs intérieurs (généralement 0,95)
$e_{vi}$	Coefficient adimensionnel d'exposition
$F_e$	Facteur d'ensevelissement, qui traduit la réduction d'énergie solaire reçue par une paroi du fait de masque
$F_{ts}$	Facteur de transmission de la paroi considérée
$f_b$	Facteur de réduction (ombrage et poussière)
$f_r$	Surface du vitrage (sans cadre) [ $m^2$ ]
$f_g$	Taux d'utilisation de la chaleur [%]
$f_e$	Facteur de réduction.
$g$	Taux global de transmission [%]
$G$	Coefficient de déperditions volumiques [ $W/m^3 °C$ ]
$G_{tj}$	Flux de chaleur solaire radiative totale pour le mur ou plafond [ $W/m^2$ ]
$f_b$	Facteur de réduction (ombrage et poussière)
$G_T$	Rayonnement total sur la surface inclinée [ $W/m^2$ ]
$G_b$	Rayonnement de faisceau sur la surface horizontale [ $W/m^2$ ]
$G_d$	Rayonnement diffus sur la surface horizontale [ $W/m^2$ ]
$H$	Coefficient de Convection : $5,73 kJ / h m^2 °C$
$h$	distance entre l'entrée et la sortie [m]
$h_i$	Coefficients extérieur d'échange superficiel [ $W/m^2°C$ ]
$h_e, h_0$	Coefficients intérieur d'échange superficiel [ $W/m^2°C$ ]
$h_p$	Présence par jour [h/jour]
Hum.Rel	Humidité Relative [%]
IRDRH	Irradiation du rayonnement direct [ $W/m^2$ ]

IRDFH	Irradiation du rayonnement diffus [W/m <sup>2</sup> ]
I	Irradiation global [kw/ m <sup>2</sup> ]
I <sub>g</sub>	Radiation solaire globale pour une surface horizontale [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>T</sub>	Radiation solaire pour les surfaces inclinées [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>d</sub>	Radiation solaire diffuse pour une surface horizontale [W/m <sup>2</sup> ]
k <sub>i</sub>	Facteur k de l'élément [W/m <sup>2</sup> .K]
K	Coefficient d'échange global K des parois opaques (conductance) [W/m <sup>2</sup> °C]
K <sub>vn</sub>	Coefficient K du vitrage nu [W/m <sup>2</sup> °C]
K <sub>l</sub>	Coefficient de transmission linéique de la liaison [W/m. °C]
K <sub>s</sub>	Coefficient de transmission linéique [W/m.°C]
L	Longueur intérieure de la liaison [m]
L <sub>tj</sub>	Différence entre la longueur d'onde du rayonnement de l'environnement et la longueur d'onde du rayonnement émis pour le mur du bâtiment
Ma	Masse de l'air de la pièce [Kg]
m	Débit massique [kg/s]
N <sub>j</sub>	Nombre de jour pour chaque moi
NJC	Nombre de jours chauffés [jours/an]
n	Nombre d'observations
N	Nombre de jours de chauffage
P	Nombre d'occupant
P <sub>Pi</sub>	Perméabilité à l'air de la paroi [m <sup>3</sup> /h]
P <sub>ci</sub>	Pouvoir calorifique inférieur de gaz [Wh/m <sup>3</sup> ]
Q	flux de chaleur [w/m <sup>2</sup> ]
Q <sub>w</sub>	Besoins en chaleur [kWh]
Q <sub>v</sub>	Somme des pertes en chaleur [kWh]
Q <sub>h</sub>	Besoins pour le chauffage [kWh]
Q <sub>ww</sub>	Besoin pour l'eau chaude [kwh]
Q <sub>t</sub>	Besoins en chaleur par transmission [kWh]
Q <sub>l</sub>	Besoins en chaleur par ventilation [kWh]
Q <sub>g</sub>	Apports en chaleur [kWh]
Q <sub>f</sub>	Chaleur interne et externe [kWh]
Q <sub>t i</sub>	Pertes par élément 'toiture, paroi, fenêtre, plancher' [kWh]
Q <sub>s</sub>	Apports par énergie solaire [kWh]

$Q_p$	Apports par les occupants [kWh]
$Q_e$	Apports par les équipements électriques [kWh]
$q$	Consommation totale de chaleur du bâtiment par jour [W]
$Q_{V\text{réf}}$	Débit extrait de référence [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$Q_{V\text{max}}$	Débit extrait maximal de référence [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$Q_{V\text{min}}$	Débit extrait minimal de référence. [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
	Débit spécifique de ventilation [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$Q_s$	Débit spécifique supplémentaire par infiltration dues au vent. [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
RH	Rayonnement global par jour de chauffage [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$r_b$	Rayon du forage [m]
$R_b$	Résistance thermique [ $\text{K}\cdot\text{m}/\text{W}$ ]
R	Résistance thermique ; cas général [ $\text{m}^2\text{°C}/\text{W}$ ]
$r_v$	Résistance supplémentaire des voilages éventuels [ $\text{m}^2\text{°C}/\text{W}$ ]
$r_{\text{rid}}$	Résistance supplémentaire des rideaux éventuels [ $\text{m}^2\text{°C}/\text{W}$ ]
$r_{\text{occ}}$	Résistance supplémentaire des occultations [ $\text{m}^2\text{°C}/\text{W}$ ]
S	Surface de la grille de ventilation [ $\text{m}^2$ ]
$S_h$	Surface habitable [ $\text{m}^2$ ]
$S_{se}$	Surface sud équivalente [ $\text{m}^2$ ]
$T_s$	Température de sortie d'air ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_e$	Température d'entrée d'air ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_f$	Température de la surface intérieure de la paroi Trombe [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{ref}}$	Température moyenne des parois (surface des murs à l'intérieur) [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{air}}$	Température de l'air [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_c$	La température de confort [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_m$	Température extérieure moyenne [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{emax}}$	Température maximale journalière [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{emin}}$	Température minimale journalière [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_a$	Température ambiante [ $^{\circ}\text{C}$ ]
TCH	Taux de chauffage [ $\text{K} \times \text{jour}/\text{an}$ ]
$T_{\text{sol j}}$	Température sol-air e pour le jème mur ou plafond [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_0$	Température extérieure [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T(t,z)$	Température du sol à une profondeur h de la surface [ $^{\circ}\text{C}$ ]

t	Temps sur une année [s]
t <sub>0</sub>	Période de variation de la température [s]
T <sub>i</sub>	Température intérieure de confort [°C]
T <sub>n</sub>	Température de l'espace non chauffé. [°C]
T <sub>e</sub>	Température extérieure de base [°C]
t	Temps Hivernal [h]
U	Le coefficient de transmission thermique [W/m <sup>2</sup> . °C] ou [W/m <sup>2</sup> .K]
V	Vitesse d'écoulement d'air (m / s)
Vit. vent	Vitesse du Vent [m/s]
V <sub>h</sub>	Volume habitable [m <sup>3</sup> ]
V <sub>a</sub>	Volume de l'air de la pièce [m <sup>3</sup> ]
v	Vitesse d'entrée de l'air de la PAC [m/s]
W	Travail [W]

## Nomenclature

### **Lettres grègues:**

$\alpha$	Coefficient d'absorption pour le rayonnement solaire
$\alpha_1$	Coefficient d'absorptivité de la surface
$\beta$	Angle d'inclinaison de la surface [rad]
$\gamma$	Nombre d'Euler [0.5772]
$\varepsilon$	Coefficient d'émissivité pour le rayonnement thermique
$\eta$	Rendement
$\theta$	Angle d'incidence, l'angle entre le rayonnement du faisceau sur la surface et la normale à la surface [rad]
$\theta_z$	Angle du zénith, l'angle entre la verticale et la ligne avec le soleil
$\lambda$	Conductivité thermique utile de chaque matériau [W/m. °C]
$\lambda_i$	Conductivité thermique du matériau [W/m.°C]
$\lambda_{occ}$	Conductivité thermique du matériau constituant l'occultation. [W/m.°C]
$\rho_g$	Réflectivité diffuse de la terre [%]
$\rho_a$	Densité de l'air [Kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho$	Masse volumique de l'air [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Stefan - Boltzmann constant [20, 41 x 10 <sup>6</sup> KJ / h m <sup>2</sup> k <sup>4</sup> ]
$\tau$	Coefficient de réduction de température -
$\omega$	Fréquence angulaire égale à 0.0172 rad/jour
$\Delta T$	différence de température entre l'intérieur et l'extérieur [°c]

## Remercîments

Avant tout nous remercions le bon dieu nous avoir donné la chance d'étudier et de progresser chaque jour de notre vie.

On s'adresse notre plus sincère remerciement à notre encadreur Monsieur ALIANE KHALED Professeur à l'université de Tlemcen faculté de Technologie pour ses conseils précieux, son aide et sa grande patience

Nous tenons à exprimer nos respectueuses gratitudees à Monsieur GHERNAOUT MOHAMMED AMINE professeur à l'université de Tlemcen, Faculté de Technologie, qui nous donne le privilège de l'avoir comme président de jury.

Nos remerciements s'adressent également à Monsieur ROSTANE BRAHIM Maître de conférences à l'université de Tlemcen, faculté de Technologie d'avoir bien voulu accepter d'examiner ce travail et de faire partie du jury.

Nous remercions Monsieur BOUSBAA HAMZA Maître de conférences à l'université de Tlemcen, Faculté de Technologie d'avoir accepté de nous faire l'honneur de juger ce travail et participer à notre jury de ce mémoire.

## Introduction général

« Rien ne se perd, rien ne se crée, tout se transforme ». Si scientifiquement l'énergie ne se crée ni ne se perd, il convient de porter toute notre attention sur les causes et effets de sa transformation en réduisant au maximum l'effet de l'entropie.

Les causes de la transformation de l'énergie sont essentiellement le besoin et la consommation de plus en plus croissante de l'humanité en ressources énergétiques, surtout depuis l'ère industrielle, que ce soit sous forme de sous-produits énergétiques matériels ou immatériels comme l'électricité ou la chaleur. Or les ressources énergétiques transformées provenaient essentiellement des sources d'énergies conventionnelles telles que l'énergie nucléaire ou les combustibles fossiles (charbon, pétrole et gaz naturel). Qui, à l'exception du nucléaire, sont des formes d'énergie solaire transformées depuis des milliards d'années. Leur renouvellement naturel ne peut rattraper la vitesse de leur épuisement. La transformation de l'énergie de plus en plus croissante et les moyens techniques employés avaient bien entendu des effets sur un système fermé tel que la planète terre.

Face aux prévisions d'épuisement inéluctable des ressources mondiales en énergie fossile, en énergie d'origine thermonucléaire aux multiples crises pétrolières, économiques, aux changements climatiques dus à l'effet de serre, la science s'est tout naturellement intéressée aux moyens et les méthodes respectant le long terme, à savoir les énergies dites renouvelables, nouvelles ou propres ont été redécouverts et développés et sont redevenus attractifs, surtout depuis le choc pétrolier de 1973. On peut regrouper les sources d'énergie renouvelables en cinq secteurs traditionnels : le solaire (photovoltaïque et thermique), l'éolien, l'hydraulique (marémotrice et autres courants), la géothermique et la biomasse.

Par définition les énergies renouvelables sont inépuisables et donc non-fossiles. A leur base, on retrouve l'énergie solaire qui est responsable des énergies de mouvements (du vent et de l'eau) et matérialisée dans la biomasse, mais on ne peut pas exclure de nouvelles éventuellement découvertes dans l'avenir. L'optimum serait qu'elles soient 100% propres (ce qui inclut aussi le cycle de vie des installations de production et de transformation), ne présentent pas de risques ou inconvénients à court, à long et encore plus long terme, et qu'elles soient socialement et économiquement viables.

Le soleil est notre bonne étoile. C'est notre grand, et presque unique, pourvoyeur d'énergie sur Terre.

Bien sûr, le soleil nous chauffe et nous éclaire, mais il est aussi responsable du déplacement des masses d'air (l'énergie éolienne). Il est le moteur du cycle de l'eau, qui actionne les turbines de nos barrages hydro-électriques. Enfin, grâce

aux plantes qui utilisent sa lumière pour convertir les éléments minéraux en aliments, l'énergie solaire entre dans toutes les chaînes alimentaires.

L'énergie solaire est l'énergie la plus répandue et la plus répartie dans le monde. En une année, l'humanité entière consomme 10 milliards de Tonnes équivalent pétrole (Tep). Cette quantité représente moins de 3 % de ce que le Soleil nous envoie gratuitement chaque jour.

Cette énergie est renouvelable tant que le soleil brillera, soit encore 4,5 milliards d'années, Et, autre avantage, leur utilisation ne rejette pas de gaz à effet de serre.

En fonction du type de rayonnement solaire, et de la technique utilisée, l'énergie solaire peut permettre de produire de la chaleur ou de l'électricité, elle n'a pas besoin de technologie de pointe pour son utilisation, propre ,non polluante disponible dans l'ensemble du globe terrestre différente intensité bien sûr .

Cependant il y a un certain nombre de facteurs rendent son exploitation difficile, principalement l'intermittence du rayonnement solaire et sa variation journalière et même suivant l'année, en effet l'énergie solaire reste tributaire des conditions météorologiques de plus il y a un déphasage entre les besoins en énergie (chaleur) et les apports générés par l'énergie solaire et vu cette indisponibilité il faut toujours prévoir un appoint en énergie pour chaque utilisation, les systèmes solaires sont souvent assistés énergétiquement.

Notre travail s'intéresse au côté thermique de l'énergie solaire ou cette dernière est transformée en chaleur à basse et moyenne températures, par des capteurs plans usant conjointement l'absorption par une surface sélective et l'effet de serre créé par un vitrage et servant à chauffer et climatiser l'habitation.

Le but de ce travail est la contribution à l'étude, la simulation d'une installation solaire pour une maison se trouvant dans le site de Tlemcen.

Dans ce contexte nous abordons le sujet en cinq chapitres plus une introduction et une conclusion.

### **Au premier chapitre**

Ce chapitre présente les bases indispensables à la compréhension du sujet. Nous aborderons ainsi en premier lieu quelques notions sur la source d'énergie que présentent le soleil, et son application dans les différents domaines athéistiques de fonctionnement, ainsi que les énergies renouvelables et l'énergie solaire.

### **Le deuxième chapitre**

Ce chapitre est consacré pour les descriptions des différents types des capteurs solaires et surtout le capteur thermique plan et les différents éléments qui le constituent ainsi que ses paramètres et ses caractéristiques de fonctionnement et à la fin le chapitre se termine par les bilans thermiques d'un capteur solaire thermique plan d'autres capteurs solaires thermiques.

**Au troisième chapitre**

Nous avons procédé au dimensionnement d'une habitation dans le climat de Tlemcen qu'on a équipé d'un chauffage et d'une climatisation par voie solaire. Le dimensionnement du capteur solaire plan est le résultat d'un calcul préalable de différentes pertes et apports thermiques.

# **Chapitre 1**

## **Généralités sur les énergies solaires**

## **Introduction**

L'énergie solaire thermique est la transformation de l'énergie contenue dans le rayonnement solaire en chaleur. Cette transformation en chaleur et donc en énergie thermique permet de chauffer un fluide caloporteur. On peut utiliser cette énergie transportée par ce dernier dans des différents cas d'applications solaires : centrales solaires thermodynamiques, chauffe-eau et chauffage solaire rafraîchissement solaire, cuisinières et sécheurs solaires. La production de cette énergie peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment par exemple) ou indirectement (comme la production de vapeur d'eau pour entraîner des alternateurs et ainsi obtenir une énergie électrique). Pour transformer l'énergie contenue dans le rayonnement solaire on doit d'abord le capter, la captation se fait par deux façons :

- la captation par concentration
- la captation par surface plan

### **1.1 Généralités sur le soleil**

#### **1.1.1 Introduction**

La terre est animée d'un mouvement de rotation autour de l'axe des pôles (NORD SUD).

Le centre de la terre décrit une ellipse ayant le soleil comme foyer.

Au lieu de faire l'étude de la terre autour du soleil et de son axe ; il est plus important pour notre étude de s'intéresser au mouvement apparent du soleil dans la sphère céleste.

Sur le plan humain, le soleil a une importance primordiale car il est à l'origine de la vie sur terre, en lui fournissant d'énormes quantités d'énergie, qui permet la présence de l'eau à l'état liquide et la photosynthèse des végétaux.

Le rayonnement solaire est aussi responsable du climat et des phénomènes météorologiques.

#### **1.1.2 Soleil**

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1 391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de  $2 \cdot 10^{27}$  tonnes.

Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent. Elles transforment à chaque seconde  $564 \cdot 10^6$  tonnes d'hydrogène en  $560 \cdot 10^6$  tonnes d'Hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ( $E = mc^2$ ), ce qui représente une énergie totale de  $36 \cdot 10^{22}$  kW. La Terre étant à une distance de  $150 \cdot 10^6$  km du Soleil, elle reçoit une énergie de  $1,8 \cdot 10^{17}$  W.

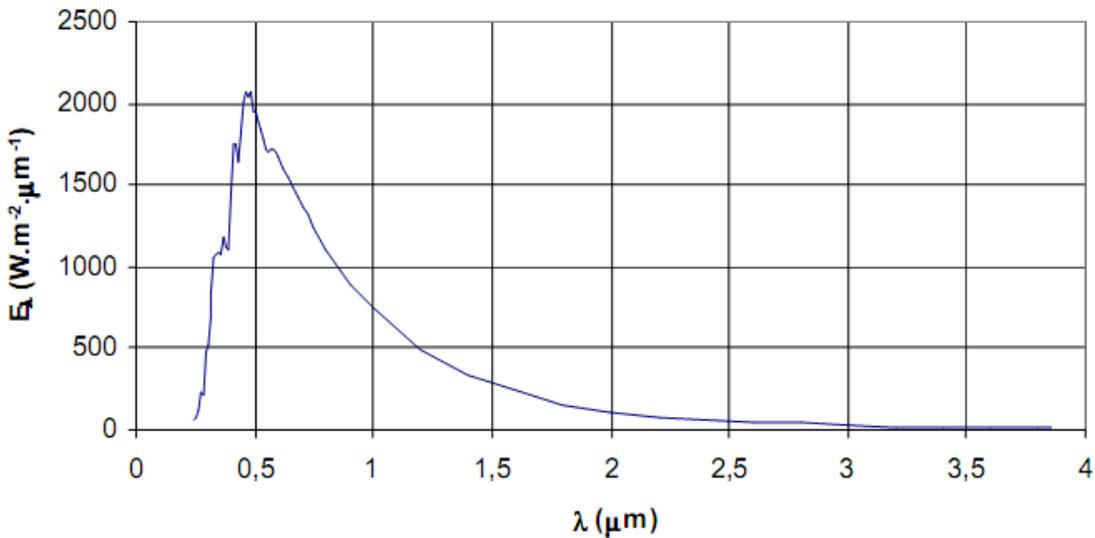
La valeur du flux de rayonnement solaire  $E$  reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de

l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne  $E_0$  est appelée la constante solaire, elle vaut  $E_0 = 1353 \text{ W.m}^{-2}$ .

En première approximation, on peut calculer la valeur de  $E$  en fonction du numéro du jour de l'année  $j$  par :

$$E = E_0 [1 + 0.033 \cos 0.984j]$$

On trouvera sur la figure la répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère.



**Figure 1** répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère.

On notera que 98% du rayonnement solaire est émis dans des longueurs d'onde inférieures à 4  $\mu\text{m}$ .

En première approximation, le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de 5777 K.

### 1.1.3 Constante solaire

La valeur du rayonnement solaire " $I_c$ ", reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 Km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne " $I_0$ " appelée constante solaire est de l'ordre de  $1354 \text{ W.m}^{-2}$ . En première approximation, on peut calculer la valeur de " $I_c$ " en fonction du numéro du jour de l'année " $n_j$ " par la relation suivante :

$$I_c = I_0 [1 + 0.033 \times \cos (0.984 \times n_j)].$$

### 1.1.4 Aspects géométriques du rayonnement solaire

Dans le but ultérieur de calculer le flux reçu par un plan incliné placé à la surface de la terre et orienté dans une direction fixée, notre intérêt va porter dans ce qui suit sur les aspects géométriques du rayonnement solaire intercepté par la terre.

La connaissance de ce flux est la base du dimensionnement de tout système solaire.

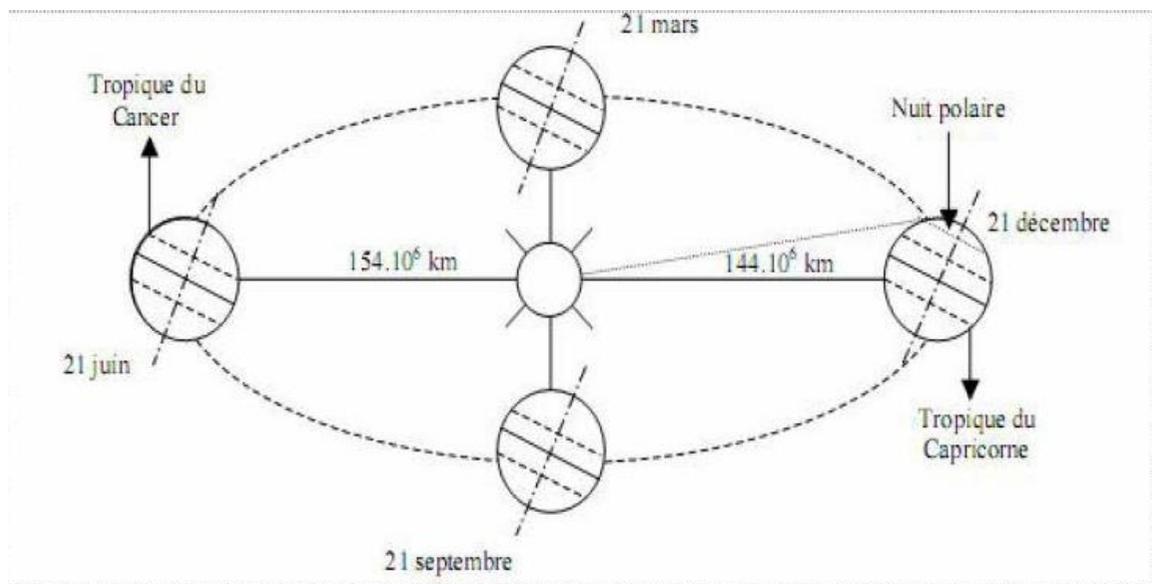
### 1.1.5 Mouvements de la terre

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse dont le soleil est l'un des foyers.

Le plan de cette ellipse est appelé l'**écliptique** [1,4]. L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre/ Soleil ne varie que de  $\pm 1,7 \%$  par rapport à la distance moyenne qui est de 149 675 106 km

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles et passant par le centre de la terre appelé l'**équateur**.

L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique en fait l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé **inclinaison** de l'ordre de  $23^{\circ}27'$



**Figure 2 mouvement de la terre autour du soleil.**

### 1.1.6 Sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre immense, qui admet pour centre la terre, et pour rayon la distance (terre – soleil).

On considère que tous les objets visibles dans le ciel se trouvent sur la surface de la sphère céleste.

On peut résumer les différentes Caractéristiques sur la sphère elle-même comme c'est indiqué sur la figure (figure 3).

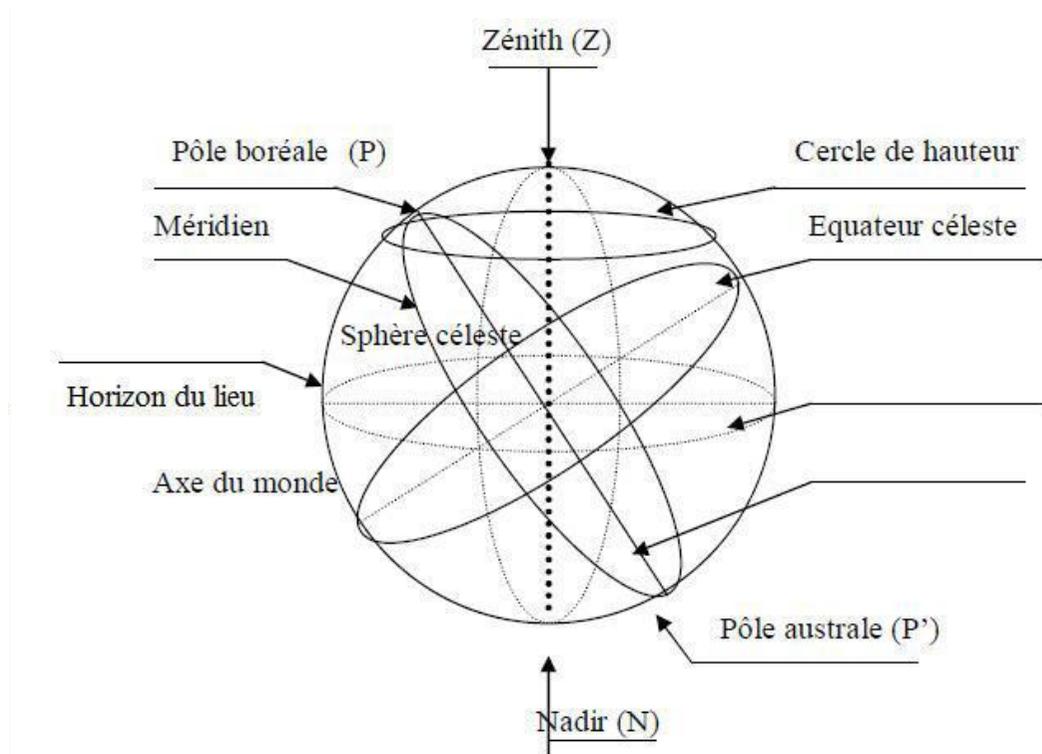


Figure 3. Sphère céleste

La direction des objets peut être quantifiée de façon précise à l'aide d'un système de coordonnées célestes.

### 1.1.7 Coordonnées célestes

#### 1.1.7.1 Coordonnées géographiques

Ce sont les coordonnées angulaires qui permettent le repérage d'un point sur la terre (figure 4) :

- **Longitude (L)**

C'est l'éloignement par rapport au méridien de Greenwich, mesuré en degré. Elle est comptée positivement vers l'est et négativement vers l'ouest, à partir du méridien **Greenwich**.

- **Latitude ( $\Phi$ )**

C'est l'éloignement d'un point sur la surface de la terre par rapport à l'équateur, mesuré en degré (mesurée à partir du centre de la terre), permettent de repérer la distance angulaire d'un point quelconque à l'équateur. Elle varie de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  dans l'hémisphère nord et de  $0^\circ$  à  $-90^\circ$  dans l'hémisphère sud.

- **L'altitude (Z)**

C'est l'altitude d'un point correspondant à la distance verticale entre ce point et une surface de référence théorique (le niveau de la mer = 0), elle est exprimée en mètre.

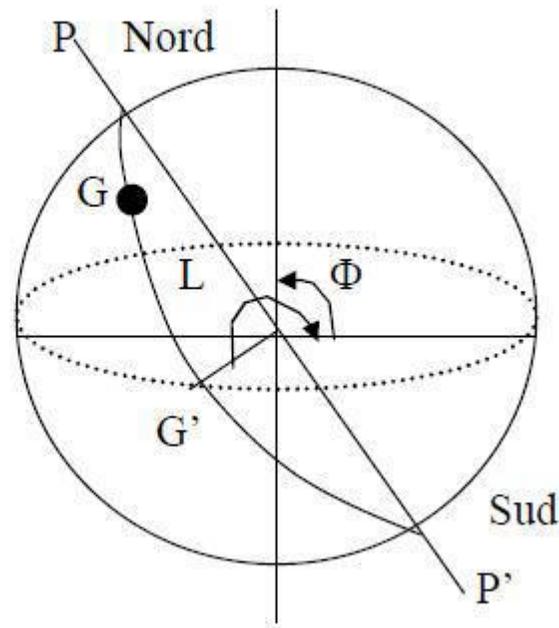


Figure 4. Coordonnées géographiques

### 1.1.7.2 Coordonnées horaires

- **Déclinaison ( $\delta$ )**

C'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle varie au cours de l'année de  $+23^{\circ}27'$  à  $-23^{\circ}27'$  et détermine l'inégalité des durées des jours. Elle s'obtient à partir de la formule suivante :

$$\delta = 23.45 \sin [Degré] (I. . 2)$$

Où :

$n_j$  : Le numéro du jour dans l'année compté à partir du 1er Janvier.

- **L'angle horaire ( $\omega$ ) :**

Il est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe. Il est compté Positivement dans le sens rétrograde de  $0^{\circ}$  à  $360^{\circ}$  (figure 5) :

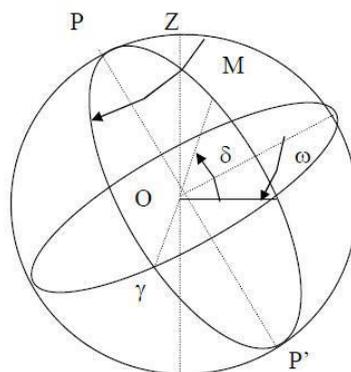


Figure 5. Coordonnées horaires

### 1.1.7.3. Coordonnées horizontales

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles :

- **Azimut solaire (a)**

Est l'angle mesuré dans le sens des aiguilles d'une montre entre le point cardinal Sud (dans l'hémisphère nord) ou Nord (dans l'hémisphère sud) et la projection sur le plan horizontal local de la droite reliant la terre au soleil. Il est compté de  $0^\circ$  à  $360^\circ$  d'ouest en est, ou de  $0^\circ$  à  $180^\circ$  à partir du sud vers l'ouest.

Note : l'azimut solaire est négatif le matin (direction Est), nul ou égal à  $180^\circ$  à midi et positif l'après-midi (direction Ouest), sur tout le globe. Il diffère de l'**azimut géographique**, lequel est toujours mesuré dans le sens des aiguilles d'une montre à partir du Nord, indépendamment de l'hémisphère du point d'observation.

- **Hauteur (h)**

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection. Il est compté de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  vers le **zénith** et de  $0^\circ$  à  $-90^\circ$  vers le **nadir**, On appelle quelquefois **distance zénithale** le complément de l'angle  $h : z + h = 90^\circ$  (figure 6).

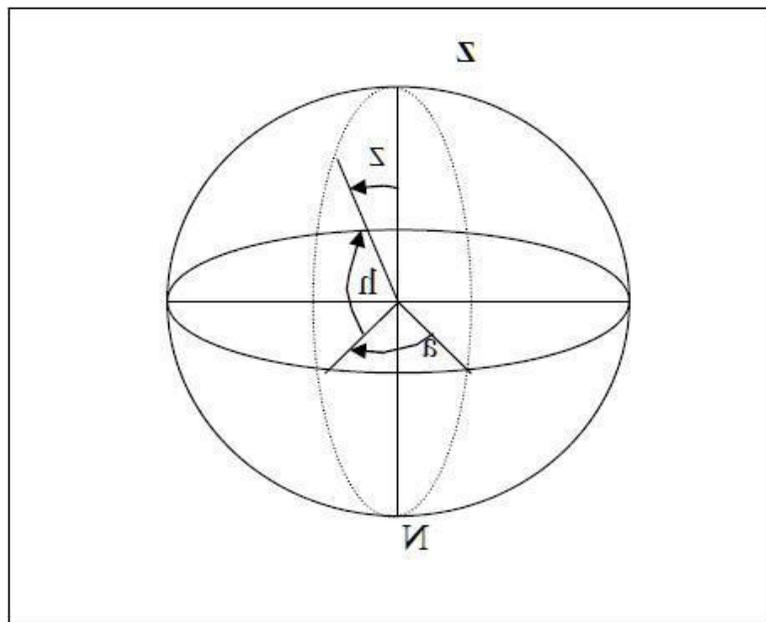
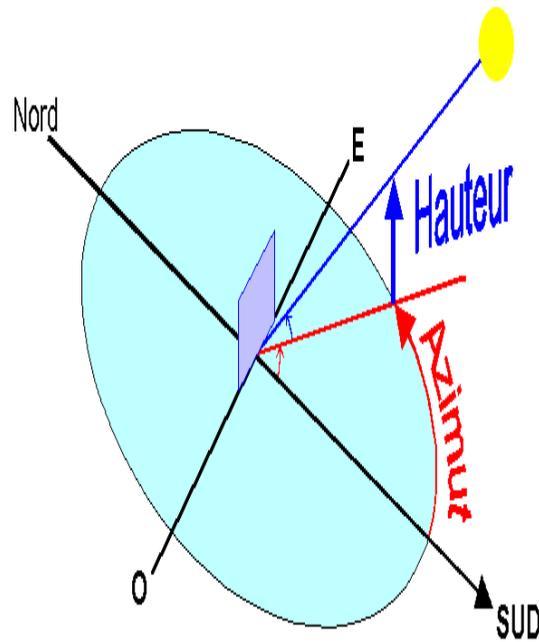


Figure 6 Coordonnées horizontales.

L'équation de passage des coordonnées horizontales aux coordonnées horaires est :

$$\sin(\alpha) \cos(\beta) = \cos(\delta) \sin(\omega)$$

$$\cos(\alpha) \cos(\beta) = \cos(\delta) \cos(\omega) \sin(\Phi) - \cos(\Phi) \sin(\delta)$$

$$\sin(\alpha) = \cos(\Phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\Phi) \sin(\delta)$$

### 1.1.8 Temps solaires

#### 1.1.8.1 Temps Solaire Vrai (T.S.V)

Le temps solaire vrai, en un instant et un lieu donné, est l'angle horaire du soleil  $w$ . Il est donné sous la forme suivante :

$$TSV = 12 + \omega/15 \quad (I.3)$$

$\omega$  : En degré.

Si  $\omega = 0$ , TSV=12h.00

Si  $\omega < 0$ , la matinée.

Si  $\omega > 0$ , l'après-midi.

#### 1.1.8.2 Temps Solaire Moyen (T.S.M)

Il est appelé parfois temps locale (TSM), Il est donné par la relation :

$$Et = TSV - TSM \quad (I.4)$$

Avec :

Et : l'équation du temps, qui corrige le T.S.V par rapport au T.S.M.

$$Et = 9.87 \sin(2N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \quad [\text{min}]$$

$$\text{Ou : } N' = (n_j - 81) \cdot 360/365$$

Où :  $n_j$  est le numéro du jour dans l'année.

#### 1.1.8.3 Temps Universel (T.U)

C'est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (méridien origine) appelé encore **GMT** (Greenwich MEAN Time):

$$TU = TSM - (L/15)$$

Où :  $L$  : est la longitude.

$L > 0$  ; pour les villes situées à l'Est de Greenwich.

$L < 0$  ; pour les villes situées à l'Ouest de Greenwich.

$TU = TSM$  ; pour le méridien de Greenwich.

#### 1.1.8.4 Temps Légal (T.L)

C'est le temps officiel d'un état, il est donné par :

$$TL = TU + \Delta H$$

Où :

$\Delta H$  : le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré.

$\Delta H = 1$  heure pour l'Algérie.

#### 1.1.8.5 Temps Civil

Représente le temps qui a pour origine minuit.

### 1.9 Direction des rayons solaires par rapport à un plan

On considère un plan quelconque situé dans un lieu de latitude  $F$  caractérisé par deux angles :

$\alpha$  : L'angle entre le méridien local et la normale au plan.

$\alpha = 0$  ; le plan est orienté vers le Sud.

$\alpha = \pi$  ; le plan est orienté vers le Nord.

$\alpha = -\pi/2$  ; le plan est orienté vers l'Est.

$\alpha = \pi / 2$  ; le plan est orienté vers l'Ouest.

$\gamma =$  l'angle entre le plan horizontal et le plan considéré.

$\gamma = 0$  ; le plan est horizontal.

$\gamma = \pi / 2$  ; le plan est vertical.

Soit :

$N$  : le vecteur unitaire porté par la direction des rayons solaires.

$n$  : le vecteur unitaire porté par la normale à la surface.

$i$  : l'angle d'incidence ( $n, N$ ) (figure7)

$$\vec{N} \begin{cases} \sin(\alpha) * \cos(h) \\ \cos(\alpha) * \cos(h) \\ \sin(h) \end{cases} \quad \vec{n} \begin{cases} \sin(\alpha) * \cos(\gamma) \\ \cos(\alpha) * \cos(\gamma) \\ \sin(\gamma) \end{cases}$$

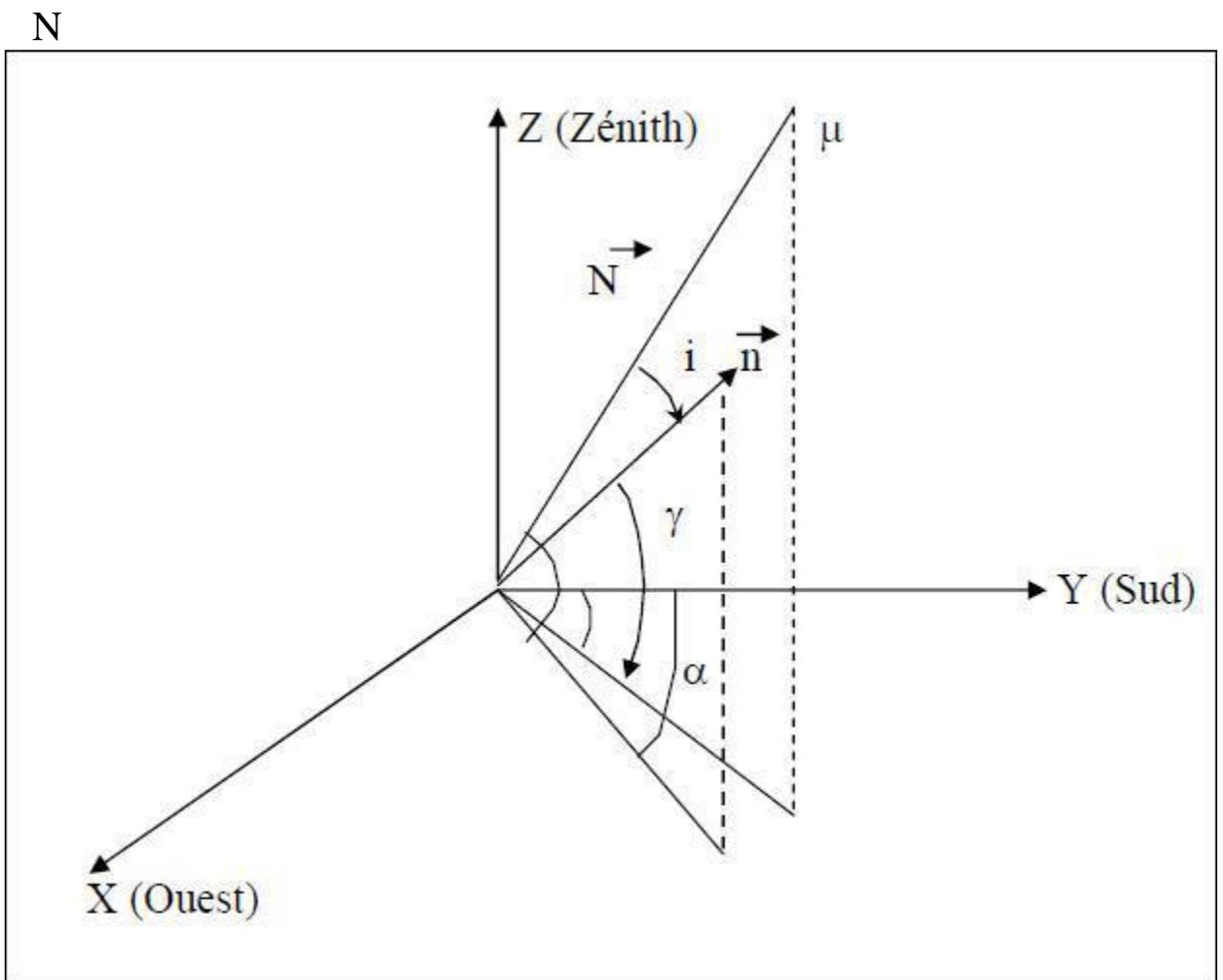


Figure 7 Représentation des vecteurs unitaires

$$\vec{N} = \|\vec{n}\| * \|\vec{N}\| * \cos(i) = \cos(i)$$

$$\vec{N} = \sin(a) * \cos(h) * \sin(\alpha) * \cos(\gamma) + \cos(a) * \cos(h) * \cos(\alpha) * \cos(\gamma) + \sin(h) * \sin(\gamma) = \cos(i).$$

Par conséquent:

$$\cos(i) = \cos(h) * \cos(\gamma) * \cos(a - \alpha) + \sin(h) * \sin(\gamma).$$

Exprimons  $\cos(i)$  en coordonnées horaires, il en résulte :

$$\cos(i) = \cos(\delta) * \sin(\omega) * \sin(\alpha) * \cos(\gamma) + (\sin(\Phi) * \cos(\omega) * \cos(\delta) -$$

$$\cos(\Phi) * \sin(\delta)) * \cos(\alpha) * \cos(\gamma) + (\cos(\Phi) * \cos(\omega) * \cos(\delta) + \sin(\Phi) * \sin(\delta) * \sin(\gamma)).$$

Dans les cas particuliers où les surfaces sont horizontales ou verticales avec différentes orientations, l'expression devient :

□ □ Surface horizontale :  $\gamma = \pi/2$

$$\cos(i) = \cos(\Phi) \cos(\omega) \cos(\delta) + \sin(\Phi) \sin(\delta).$$

□ □ Surface verticales :  $\gamma = 0$

- Surface verticales orientées vers le Sud :  $\alpha = 0$ .

$$\cos(i) = \sin(\Phi) * \cos(\omega) * \cos(\delta) - \cos(\Phi) * \sin(\delta).$$

- Surfaces verticales orientées vers le Nord :  $\alpha = \pi$

$$\cos(i) = \cos(\Phi) * \sin(\delta) - \sin(\Phi) * \cos(\omega) * \cos(\delta)$$

- Surface verticales orientées vers l'Est :  $\alpha = -\pi/2$

$$\cos(i) = -\cos(\delta) * \sin(\omega).$$

- Surfaces verticales orientées vers l'Ouest :  $\alpha = +\pi/2$

$$\cos(i) = \cos(\delta) * \sin(\omega)$$

□ □ Surface orientée vers le sud et incline d'un angle  $\beta$  par rapport à l'horizontale :

$$\cos(i) = \cos(\delta) * \cos(\omega) * \cos(\Phi - \beta) + \sin(\delta) * \sin(\Phi - \beta)$$

### 1.1.10 Aspects énergétiques du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire subit un certain nombre d'altération et d'atténuations aléatoires en traversant l'atmosphère ; réflexion sur les couches atmosphériques, absorption moléculaire, diffusion moléculaire et par les aérosols (la poussière, les gouttelettes...).

Au niveau du sol, à cause de la diffusion, une partie du rayonnement est diffuse (c'est-à-dire isotrope). L'autre partie dite directe est anisotrope.

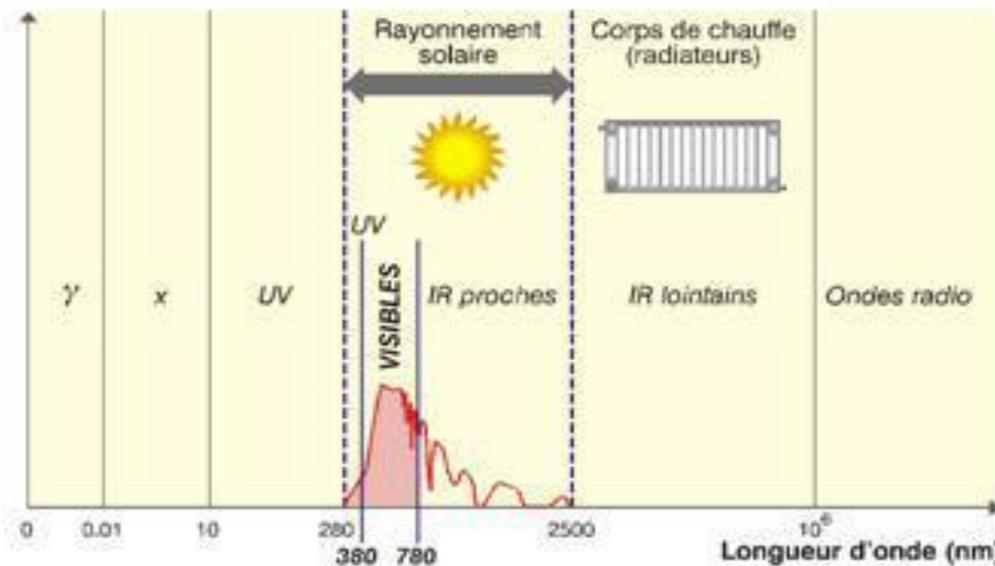
### 1.1.11 Différents types de rayonnement

L'homme est exposé à une grande variété de sources d'énergie naturelles ou artificielles qui émettent un rayonnement sur plusieurs bandes du spectre électromagnétique.

Les rayonnements se déplacent dans le vide à grande vitesse. On peut les considérer comme des ondes ou des particules qui se déplacent en ligne droite.

Les rayonnements électromagnétiques se caractérisent par leur vitesse, leur fréquence et leur longueur d'onde.

La figure (8) donne une classification de ces rayonnements en fonction de leur longueur d'onde.



**Figure 8 Classification des divers rayonnements électromagnétiques en fonction de leur longueur d'onde**

### 1.1.12 Rayonnement solaire

Le rayonnement Solaire est une énergie produite par le Soleil à la suite de réactions de fusion thermonucléaire qui dégage une très grande quantité d'énergie, source de la plupart des énergies disponibles sur terre et exploitable pour la production d'électricité.

L'énergie solaire se propage dans l'espace sous la forme de « grains », ou quanta d'énergie, les photons ; elle est sans cesse renouvelée.

L'énergie reçue au niveau du sol est plus faible que  $1354 \text{ w/m}^2$  (la constante solaire) car l'atmosphère absorbe une partie du rayonnement solaire (environ 15%) et la réémet dans toutes les directions sous forme de rayonnement diffus. L'atmosphère réfléchit une autre partie du rayonnement solaire vers l'espace (environ 6%). Le rayonnement global au niveau du sol se définit donc comme la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus figure (9) L'énergie reçue par une surface dépend en outre de la saison, de la latitude, des conditions météorologiques, du relief, de la pollution, de l'orientation de la surface considérée, etc.

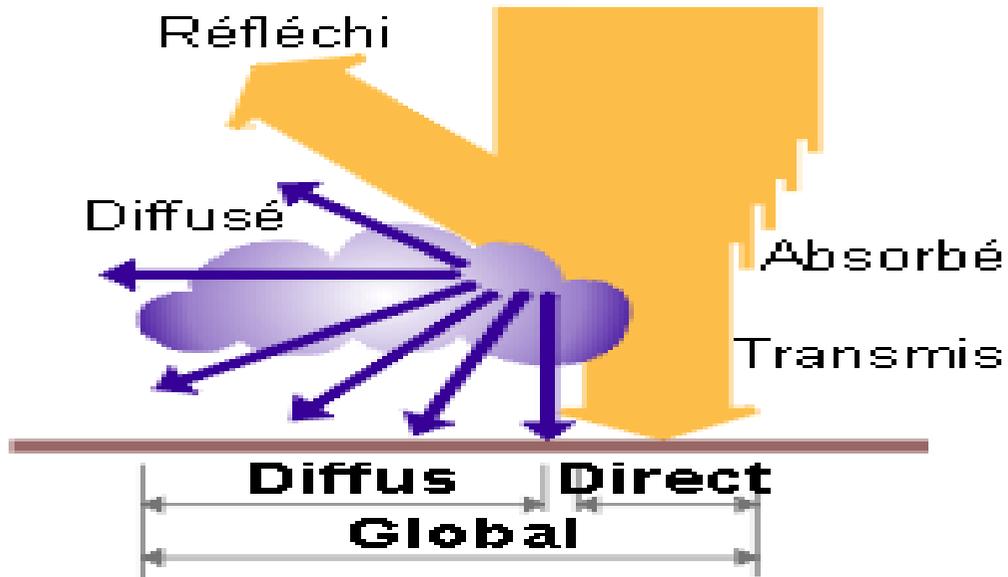


Figure 9 Les composants du rayonnement solaire

**1.1.12.1 Rayonnement direct** est la lumière parvenant directement du soleil par ciel clair.

**1.1.12.2 Rayonnement diffus** est le rayonnement émis par des obstacles (nuages, sol, bâtiments) et provient de toutes les directions. La part du rayonnement diffus n'est pas négligeable et peut atteindre 50% du rayonnement global (selon la situation géographique du lieu).

Le rayonnement global sur la terre et sa part de rayonnement diffus varie au cours de l'année.

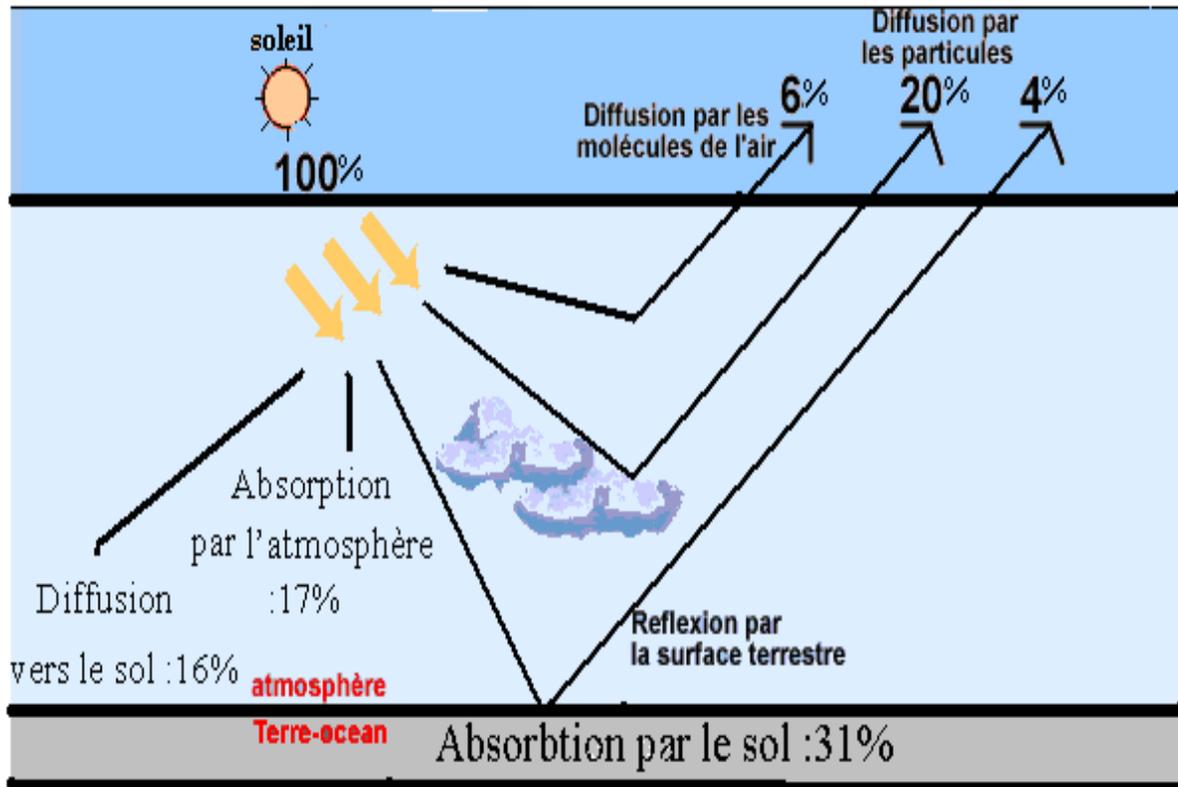
**1.1.12.3 Rayonnement global** qui est la somme du rayonnement direct et diffus.

Nous exposons dans ce qui suit les expressions et les principales caractéristiques des deux composantes du rayonnement global.

### 1.1.13 Rayonnement solaire au sol

La variation de rayonnement solaire au sol en fonction de trois paramètres essentiels :

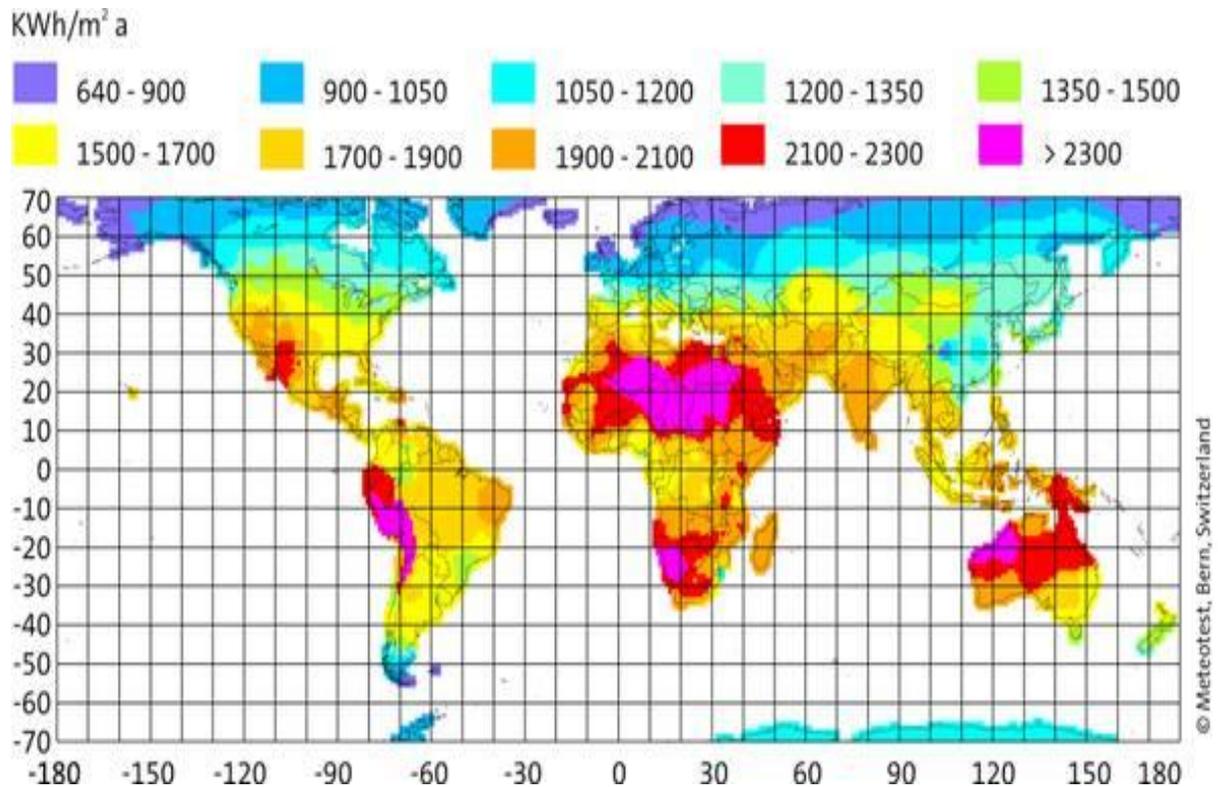
a : L'intensité de l'énergie solaire réellement disponible à la surface de la Terre est inférieure à la constante solaire en raison de l'absorption et de la dispersion de cette énergie, due à l'interaction des photons avec l'atmosphère, les nuages ou encore les fumées produites par la pollution.



**Figure10 Bilan du rayonnement solaire arrivé au sol**

b : L'intensité de l'énergie solaire disponible varie en fonction de la situation géographique du site de captation.

En Algérie, plus on est au Sud plus on profite d'une irradiation importante du soleil. Au Nord, moins l'irradiation solaire est importante, mais plus les besoins de chaleur sont importants : saison de chauffe plus longue, température extérieure plus basse, température de l'eau plus basse.



**Figure11 Rayonnement solaire annuel dans le monde (KWh/m<sup>2</sup>.an)**

c : La puissance solaire disponible en tout point de la Terre dépend également du jour, de l'heure et de la latitude du point de réception.

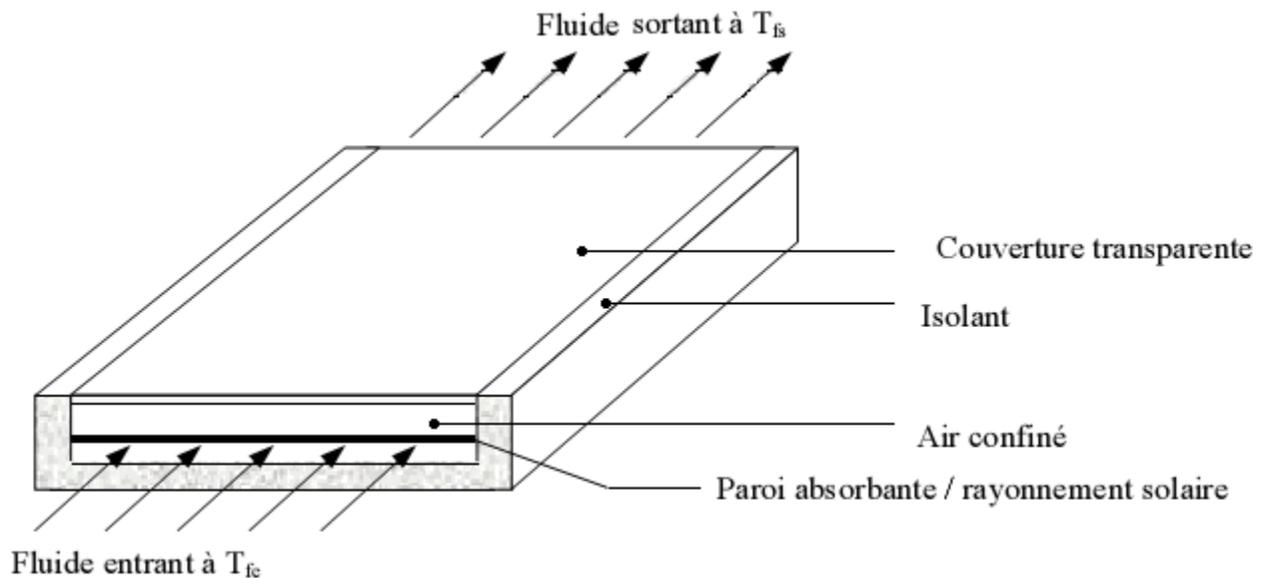
De plus, la quantité d'énergie solaire captée est fonction de l'orientation du récepteur, pour cela il faut faire une étude astronomique.

## 2 Capteurs plans

Le rayonnement solaire peut être transformé en chaleur à basse température, par des capteurs plans utilisant conjointement l'absorbeur, surface sélective et l'effet de serre créée par le vitrage, Ces capteurs ont l'avantage d'utiliser aussi bien les rayons directs du soleil que les rayons diffusés, c'est à dire que même par temps couvert, le fluide caloporteur de capteur parvient à s'échauffer. L'autre avantage est qu'il n'est pas nécessaire d'orienter le capteur suivant le soleil.

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air...)

Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure.



**Figure 12 Schéma de principe d'un capteur solaire plan**

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température  $T_{fs} - T_{fe}$  à la traversée du capteur.

### 3 Éléments constitutants

Les éléments constitutants sont

#### 3.1 Absorbeur

Deux fonctions incombent à l'absorbeur :

- 1-absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible.
- 2-transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de pertes.

De plus, il devra être le plus léger possible afin de limiter l'inertie de mise en régime et construit avec un bon matériau conducteur.

Les absorbeurs sont généralement réalisés avec des feuilles minces de métaux présentant une bonne conductibilité et une bonne tenue mécanique. C'est pourquoi, la plupart du temps,

Les absorbeurs sont réalisés au moyen d'un support en cuivre de 0,2 mm et sont recouverts par un traitement de surface.

L'absorbeur en général est disposé de 25 mm à 30 mm d'isolant.

Le rôle de l'absorbeur est de capter au maximum le rayonnement et d'en réémettre le moins possible.

Ces types de surfaces absorbant au maximum et réémettant au minimum ont été nommées surfaces « sélectives ».

La sélectivité de l'absorbeur est très importante; elle est améliorée au moyen de traitements de surface qui ajoutent au support des caractéristiques telles que le rayonnement solaire est très bien absorbé et que le rayonnement infrarouge émis (dû à l'échauffement) est limité.

Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs :

$\alpha$  : coefficient d'absorption (0 à 1, optimum : 1)

$\varepsilon$  : coefficient d'émission (0 à 1, optimum : 0)

Un tel traitement de surface peut être obtenu par des procédés électrochimiques ou électro physiques de nombreux progrès ont été réalisés dans ce domaine les plus importants, classés par ordre d'apparition, seront présentés et comparés par rapport à la peinture noire.

### **3.2 Surface absorbante**

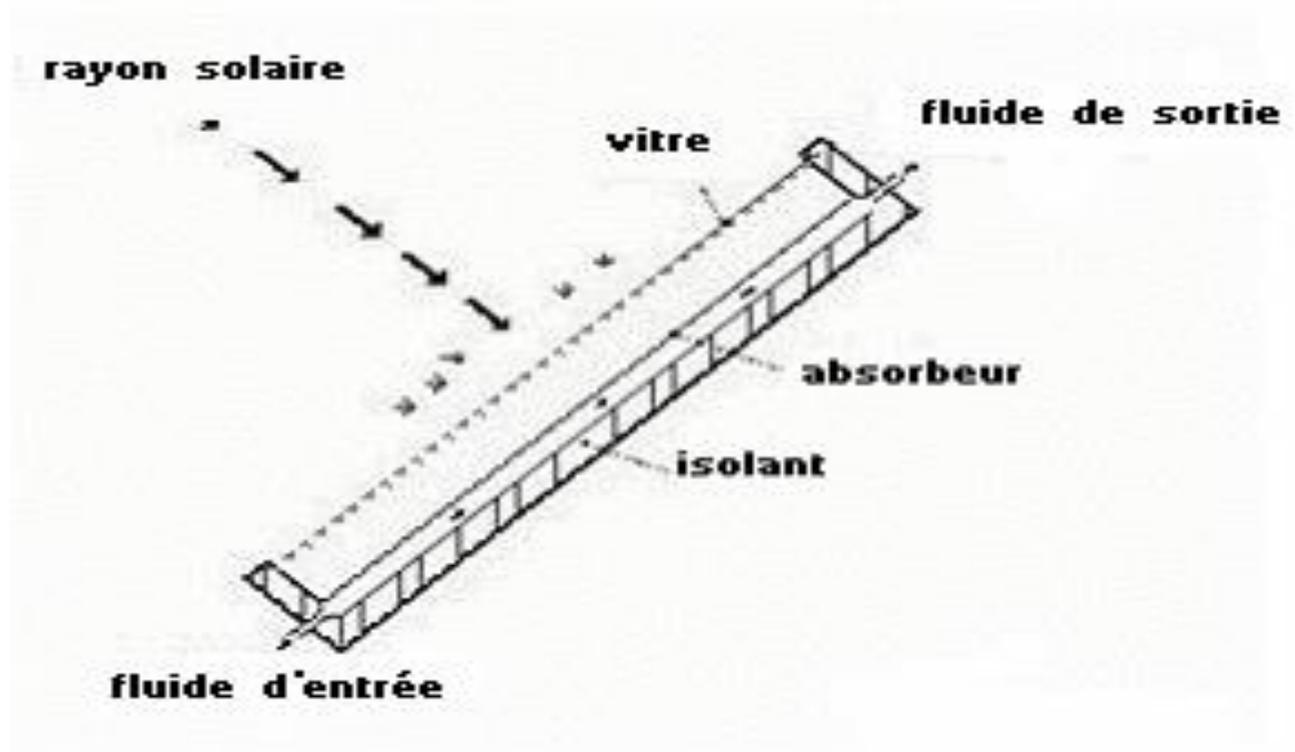
Son rôle est de transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde en chaleur.

En chauffant, l'absorbeur va rayonner dans l'infrarouge. La fraction d'énergie effectivement rayonnée sur l'énergie que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir est appelée facteur d'émission infrarouge  $\varepsilon$  ou émissivité. L'émittance  $E$  d'une surface à la température  $T$  s'écrit :

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Où

$\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/ m}^2 \cdot \text{k}^4$ ).



**Figure13** schéma descriptif d'un capteur plan

Le tableau1 : ci-dessous présente les caractéristiques thermo-physiques de quelques matériaux utilisés comme absorbeurs :

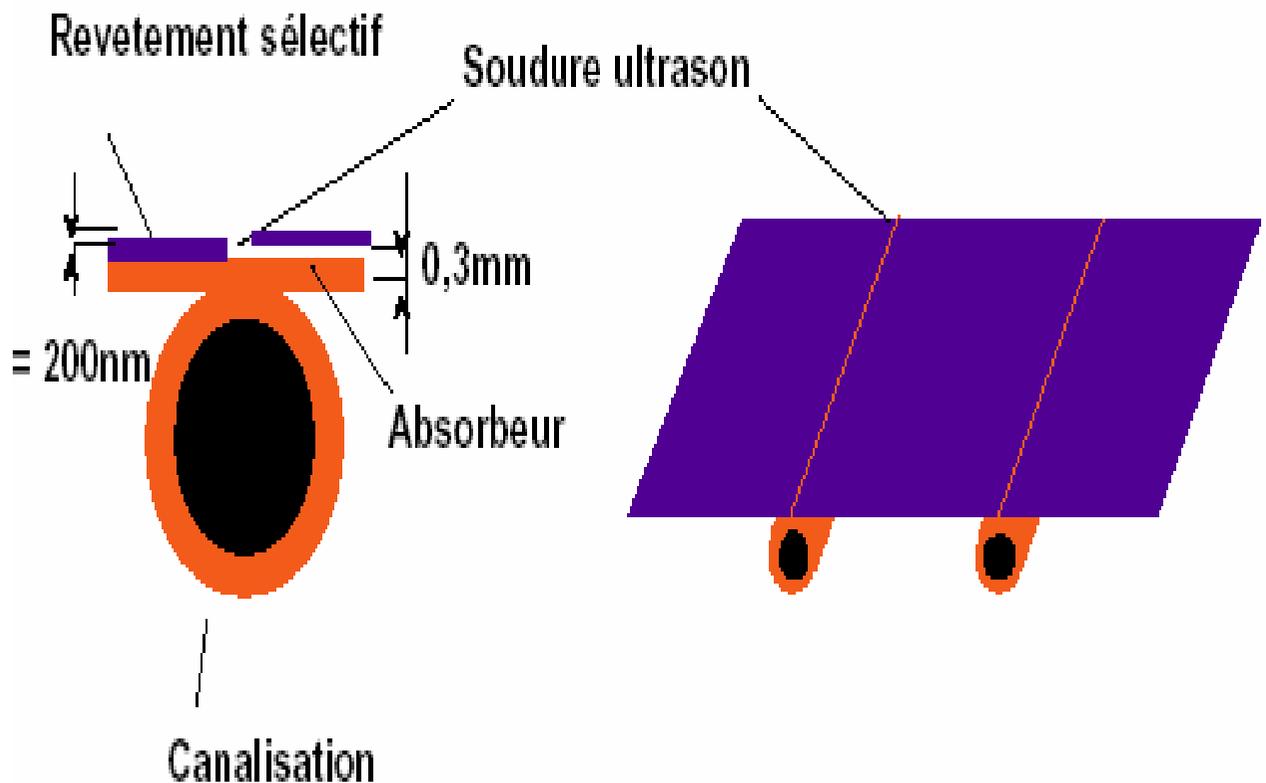
Métal	Conductivité Thermique	Chaleur massique	Masse Volumique	Diffusivité thermique
Cuivre	384	398	9800	108
Acier inoxydable	14	460	7800	4
Aluminium	204	879	2700	86

**Tableau 1 Caractéristique thermo-physiques de quelques matériaux métalliques**

### 3.2.1 Absorbeur sélectif

Une surface qui a un coefficient d'absorption élevé est un bon absorbant du rayonnement solaire, en général à une haute émittance à l'infrarouge, une peinture noir mat qui absorbe 96% de l'énergie solaire sera également irradié d'une grande partie de l'énergie sous forme de chaleur qui dépend de la température de l'absorbeur et la vitre. Idéalement, une surface sélective et celle qui absorbe toutes les longueurs d'onde solaire et qui n'émette aucune des longueurs d'onde de chaleur, de sorte que plus de chaleur pourrait être transférée au fluide de travail, car une telle surface,  $\alpha = 1$  et  $\varepsilon = 0$ .

Les absorbeurs sélectifs fabriqués peuvent être approche de cet idéal.



**Figure14 absorbeur et revêtement sélectif**

### 3.2.1.1 Sélectivité : le traitement de surface

On appelle sélectivité, le rapport du facteur d'absorption solaire au facteur d'émission infrarouge.

La sélectivité de l'absorbeur est très importante, elle est améliorée au moyen de traitement de surface qui ajoute au support des caractéristiques telles que le rayonnement solaire est très bien absorbé et que le rayonnement infrarouge émis (dû à l'échauffement) est limité.

Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs sélectifs :

$\alpha$ : coefficient d'absorption (0 à 1, optimum : 1).

$\varepsilon$  : coefficient d'émission (0 à 1, optimum : 0).

Un tel traitement de surface peut être obtenu par des procédés électrochimiques ou électro-physiques.

De nombreux progrès ont été réalisés dans ce domaine.

Les plus importants, classés par ordre d'apparition, seront présentés et comparés par rapport à la peinture noire.

Le tableau 2 : donne la sélectivité de quelques surfaces les plus usuelles.

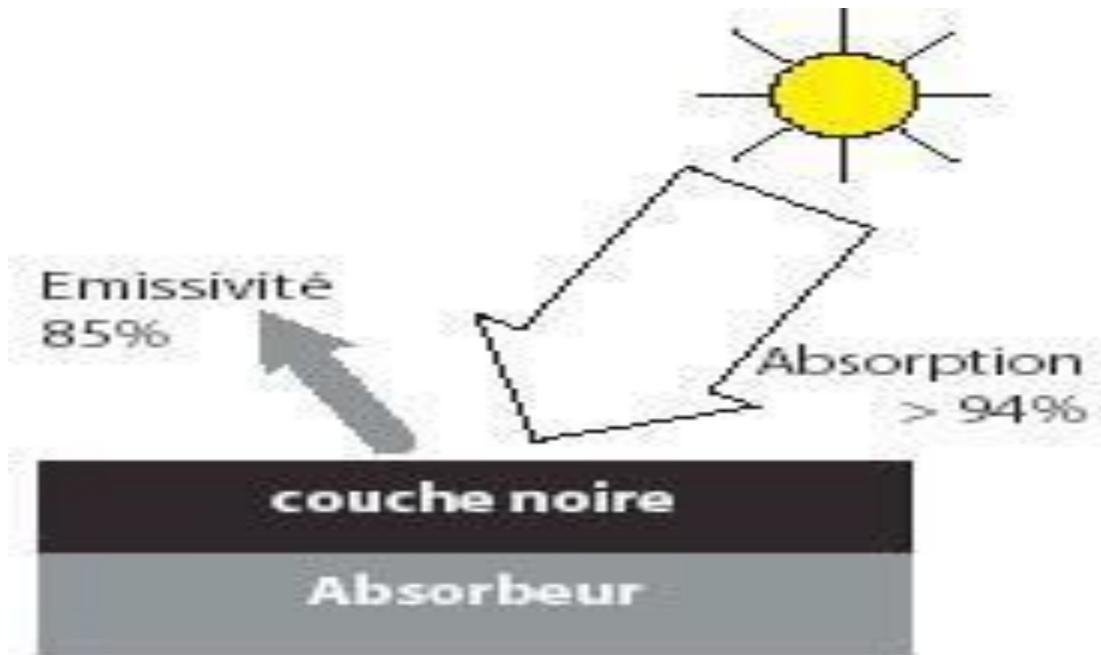
État de surface de différents matériaux	$\alpha$ coefficient d'absorption	$\epsilon$ coefficient d'émission	$\alpha / \epsilon$
Cuivre poli	0.25	0.02	12.5
Acier poli	0.63	0.09	7
Aluminium anodise	0.80	0.14	5.71
Nickel brillant	0.34	0.07	0.86
Aluminium poli	0.01	0.04	2.5
Peinture noire (silicate)	0.97	0.88	1.01
Peinture aluminium	0.26	0.26	1
Peinture blanche (silicate)	0.014	0.90	0.16
film plastique recouvert d'or	0.30	0.03	10
acier sablé	0.75	0.80	0.94
SSM : Kapton aluminisé de 0,5 mm d'épaisseur	0.36	0.52	0.69

**Tableau 2 Caractéristiques radiatives de quelques surfaces absorbantes**

### 3.2.1.2 Différents revêtements possibles

- **Peinture noire**

La peinture mate noire du commerce permet d'obtenir un coefficient d'absorption compris entre 0,9 et 0,95. Mais le degré d'émission est très élevé de l'ordre de 0,85.



**Figure 15** peintures noir sur absorbeur

- **Oxyde de chrome**

Le revêtement en « black chrome » (couleur noire) est composé d'oxyde de chrome déposé sur une sous-couche de nickel, formant une couche extrêmement fine sur un support métallique, dont les coefficients d'absorption et d'émission sont  $\alpha = 0,95$  et  $\varepsilon = 0,12 \div 0,18$ .

- **Traitement sous vide**

Ce revêtement sélectif a été mis au point en 1995, facilement reconnaissable par sa couleur bleu marine. Ce procédé consiste à déposer différents métaux sur la surface absorbante en présence du vide. Le coefficient d'absorption  $\alpha$  obtenu est supérieur à 0,95 et le coefficient d'émission  $\varepsilon$  est inférieur à 0,05.

Revêtement	Absorption : ( $\alpha$ )	Emission : ( $\varepsilon$ )
Peinture noire	0,9 – 0,95	>0,85
Black chrome	0,95	0,12 à 0,18
Dépôt sous vide	> 0,95	<0,05

**Tableau 3 : différents traitements de surface**

Actuellement le procédé de revêtement sous vide a pris une grande place sur le marché grâce :

□□ à ses performances.

□□ à sa faible consommation en énergie lors de la fabrication (1kWh par m<sup>2</sup> d'absorbeur, c'est à dire moins de 10% de l'énergie nécessaire pour les autres revêtements) à son respect au niveau écologique (pas de dégagements de gaz ou solides, pas de pollution de l'eau).

On donne un tableau pour les valeurs de  $\varepsilon$  et  $\alpha$  pour les matériaux absorbeur les plus utilisés dans les capteurs solaires plan :

Support et traitement	$\alpha$	$\varepsilon$
Acier nickel noir sur nickel	0.95	0.07
Acier et chrome noir sur nickel	0.95	0.09
Acier et chrome noir	0.91	0.07
Cuivre et chrome noir	0.95	0.14
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16
Cuivre e cuivre noir	0.88	0.15
Acier et oxyde de fer	0.85	0.08
Aluminium et oxyde de manganèse	0.70	0.08
Acier et couche organique sur chrome noir	0.94	0.20
Peinture noir époxy	0.95	0.18
Peinture blanche époxy	0.25	0.91

### 3.2.1.3 Revêtement de l'absorbeur

La faisabilité économique et l'exploitation de l'énergie solaire par les systèmes de chauffage solaire de l'air dépendent principalement de

l'efficacité de ces derniers. Cependant, l'efficacité est limitée par les pertes thermiques par convection et par rayonnement se produisant au sein de l'absorbeur (plaque perforée).

Un des éléments principaux pour la rentabilité économique de cette technologie est la qualité de l'absorbeur. Cet élément essentiel du capteur solaire, doit avoir la capacité de capter le maximum d'énergie solaire incidente tout en limitant les pertes sous forme de rayonnement infrarouge.

D'une manière précise, l'exploitation efficace de l'énergie thermique provenant du soleil nécessite une surface d'absorption efficace.

Puisque les surfaces métalliques tendent à réfléchir une partie de la lumière incidente, il est possible d'accroître leur efficacité par des revêtements sélectifs qui ont la capacité de combiner deux fonctions en même temps.

D'une part, permettre l'absorption de la quasi-totalité du rayonnement solaire incident et d'autre part minimiser les pertes par rayonnement vers l'environnement extérieur.

Au niveau du sol, la plus grande portion du rayonnement solaire incident se situe pour des longueurs d'onde comprises entre 0,3  $\mu\text{m}$  et 2,5  $\mu\text{m}$ . Un absorbeur efficace devra posséder un coefficient d'absorption élevé ( $\alpha \geq 0,9$ ) sur cet intervalle.

De plus, la température typique d'un absorbeur se situe généralement entre 0 °C et 60 °C. De façon à minimiser les pertes par rayonnement, un absorbeur devra idéalement avoir une faible émissivité ( $\epsilon \leq 0,1$ ) pour des longueurs d'onde supérieure à 2,5  $\mu\text{m}$ .

Les revêtements des capteurs solaires peuvent être classés en deux catégories :

- ✓ **Revêtements sélectifs**
- ✓ **Revêtements non sélectifs**
  - **Revêtements non sélectifs**

La grande majorité des UTC actuellement installées au Canada, sont composés de revêtements non sélectifs.

Ces revêtements non sélectifs sont simplement des peintures « Standard » de couleur foncée.

Ils ont l'inconvénient, par rapport aux peintures sélectives, d'avoir une émissivité beaucoup plus élevée pour des longueurs d'onde supérieures à 2,5  $\mu\text{m}$ .

Ce qui fait en sorte qu'une portion significative de l'énergie reçue est réémise sous forme de rayonnement infrarouge vers l'environnement extérieur.

- **Revêtements sélectifs :**

Les revêtements sélectifs peuvent être classés en six catégories distinctes :

a) intrinsèques

- b) tandems semi-conducteur-métal
- c) absorbeur à multicouche
- d) multi-diélectrique revêtements composites
- e) les surfaces texturées
- f) de façon sélective la transmission de l'énergie solaire sur le revêtement d'un absorbeur noir-type.

Les absorbeurs intrinsèques utilisent un matériau ayant des propriétés intrinsèques qui résultent de la sélectivité spectrale désirée.

Tandems semi-conducteurs métalliques absorbent le rayonnement de courte longueur d'onde en raison de la largeur de bande interdite de semi-conducteurs, ont une faible émission thermique en raison de la couche métallique.

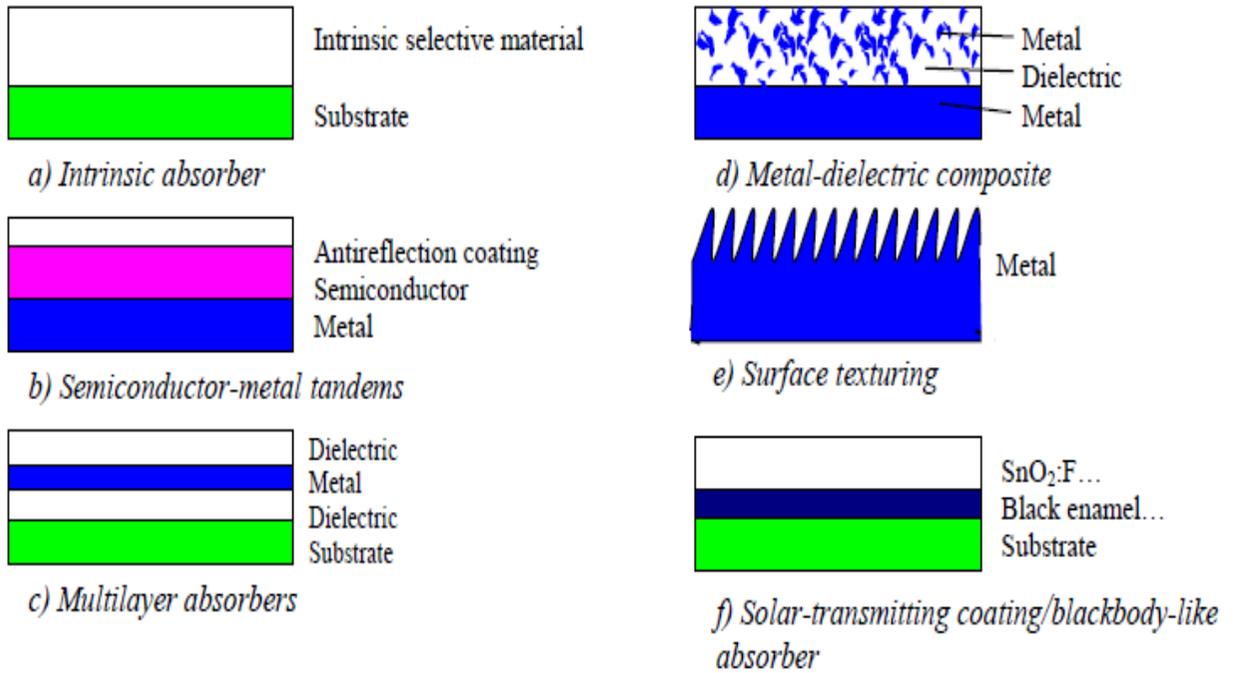
Les absorbeurs multicouches utilisent de multiples réflexions entre les couches susceptibles d'absorber la lumière, peuvent être adaptés pour être efficace.

Les composites métal-diélectrique-cermets sont composés de fines particules de métal dans un matériau diélectrique ou une céramique d'accueil.

Les surfaces texturées peuvent produire des absorptions solaires par des réflexions multiples entre microstructure aciculaire, dendritiques, ou poreux.

En outre, de façon sélective la transmission de l'énergie solaire sur un absorbeur de revêtements noir-type est également utilisée, généralement dans des applications à basses températures.

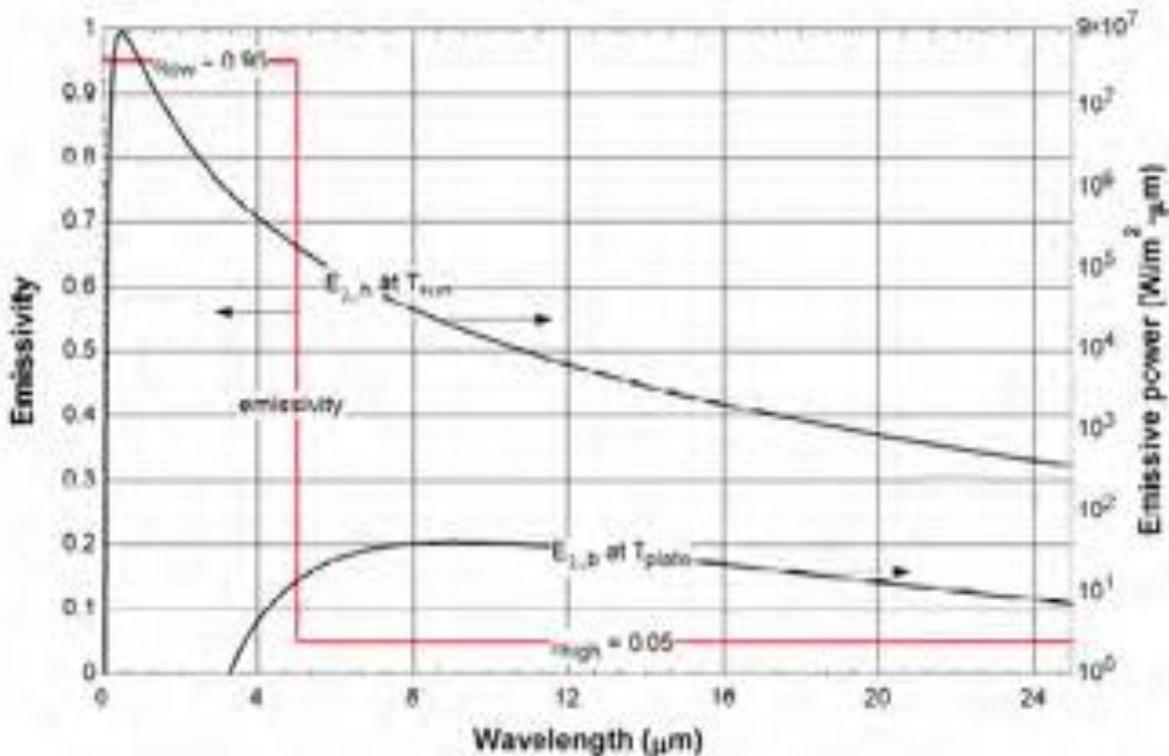
Ces constructions sont respectivement schématisées d'après la figure suivant :



**Figure 16** Schéma des revêtements et traitements de surface pour l'absorption sélective de l'énergie solaire.

Le tableau5 donne les propriétés de quelques revêtements sélectifs.

revêtements sélectifs	$\alpha$	$\epsilon$	$\alpha/\epsilon$
chrome noir (Black Chrome Black)	0.93	0.10	9.3
Nickel de nickel poli (Nickel on polished nickel)	0.92	0.11	8.14
Nickel noir sur le fer galvanisé (Black Nickel on galvanized iron)	0.89	0.12	7.4
CUO sur le nickel	0.81	0.17	4.7
Co3O4 sur l'argent	0.90	0.27	3.3
CUO sur l'aluminium	0.93	0.11	8.5
CUO sur l'aluminium anodisé (on anodized aluminium)	0.85	0.11	7.7



**Figure 17 L'émissivité en fonction de la longueur d'onde d'une surface sélective d'un capteur plan.**

### 3.3 Couverture transparente

Durant le fonctionnement thermique d'un capteur solaire plan, la couverture transparente joue un rôle essentiel, qui est de permettre l'effet de serre : elle doit pour cela transmettre la plus grande partie possible du rayonnement solaire incident, et absorber (ou réfléchir dans le cas des couvertures transparentes dites sélectives) les rayons infrarouges provenant de l'absorbeur.

Elle doit aussi confiner une lame d'air au-dessus de l'absorbeur, de façon à limiter les échanges convectifs. De façon contradictoire, la couverture transparente est donc par l'effet de serre à l'origine de l'échauffement de l'absorbeur, et par la réémission des rayons infrarouges le siège des pertes thermiques les plus importantes du capteur solaire.

Ses propriétés essentielles seront donc ses caractéristiques optiques et sa tenue mécanique.

Elles devront présenter un facteur de transmission énergétique élevé de 0,3 à 2,2 microns, c'est-à-dire sur l'étendue du spectre solaire, et une opacité totale aux infrarouges lointains, de 4 à 30  $\mu$ , c'est à-dire aux longueurs d'onde d'émission du corps noir correspondant à des températures de 100 °C à -20 °C (en tenant compte de la largeur des spectres)

Elles devront d'autre part présenter une bonne résistance aux chocs et aux sollicitations mécaniques, qui peuvent être dues à des variations de pression ou aux simples dilatations différentielles.

Le verre est généralement choisi pour les couvertures de capteurs solaires à cause de ses propriétés optiques. Néanmoins sa tenue aux chocs ne peut être assurée en fonctionnement qu'au prix d'une épaisseur élevée (4 parfois 6 mm) ou de traitements particuliers (trempe).

Il reste deux inconvénients majeurs à l'emploi du verre : son poids et les risques de casse accidentelle en transport, en manutention ou lors de la pose.

C'est pourquoi de nombreux fabricants de capteurs solaires s'orientent vers l'emploi de matières plastiques, moins lourdes et moins fragiles. Néanmoins, si le verre peut être considéré comme un matériau de référence en vieillissement, l'emploi de matériaux polymériques nécessite une étude sérieuse de leur durabilité.

Actuellement les trois matières plastiques utilisées comme couvertures sont :

- le polyméthacrylate (PMMA) : est un thermoplastique transparent parfois appelé verre acrylique, chimiquement, c'est le polymère synthétique de méthacrylate de méthyle.
- le polycarbonate (PC),
- le polyester renforcé aux fibres de verre (PRV) : Le PRV est un matériau composite thermodurcissable, principalement constitué de résine de polyester insaturé, renforcé de fibres de verre et chargé en agrégats.
- La résine polyester joue le rôle de liant entre les différents composants.

Ces trois matériaux sont connus et employés dans certaines applications, dans le bâtiment depuis déjà de nombreuses années.

Matière	Réflexion	Epaisseur (mm)	transmittance $\lambda=0.4/2.5\mu\text{m}$	transmittance $\lambda=2.5/40\mu\text{m}$	$C_p$ (kJ/kg)	$\rho$ $\text{kg/m}^3$
Verre	1.518	3.175	0.840	0.7020	0.754	2489
fibre de verre polyester renforcé	1.540	6.350	0.870	0.076	1.465	1399
Fibre acrylique (plexiglass)	1.490	3.175	0.900	0.020	1.465	1189
Polycarbonate (lexan)	1.586	3.175	0.840	0.020	1.193	1199
Polytétrafluoroéthylène (téflon)	1.343	5.080	0.960	0.0256	1.172	2480
Fluorure de polyvinyle (Tedlar)	1.460	1.016	0.920	0.07	1.256	1379
Polyester (mylar)	1.460	1.270	0.870	0.178	1.046	1394
fluorure de polyvinylidène (Kynar)	1.413	1.016	0.930	0.230	1.256	1770
Polyéthylène	1.500	1.016	0.920	0.810	2.30	2 910

**Tableau 6 : Propriétés de différentes surfaces transparentes.**

### 3.3.1 Facteur de transmission

Le coefficient de transmission est le produit d'un coefficient relatif à la réflexion  $\tau_r$  partielle du rayonnement incident et d'un coefficient relatif à l'absorption  $\tau_a$  dans le milieu transparent.

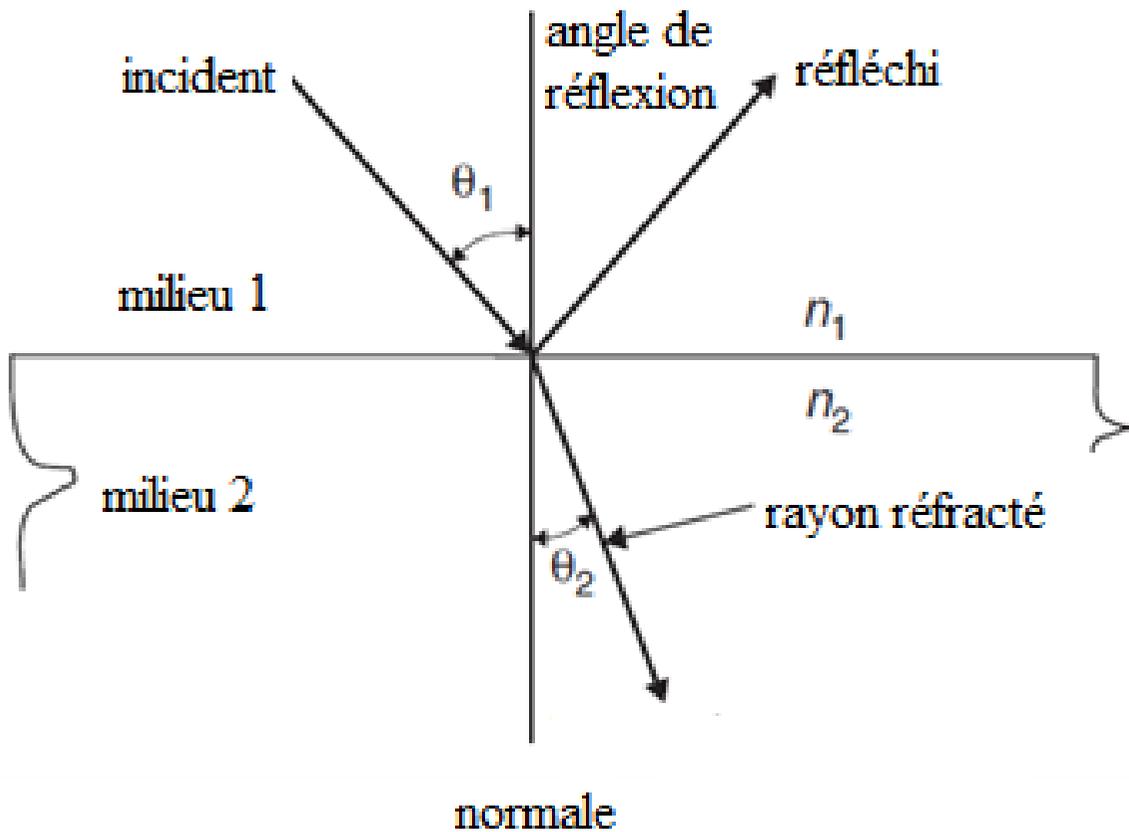
Ce qui revient à écrire :  $\tau = \tau_r \cdot \tau_a$

Lorsqu'un rayonnement change de milieu de propagation, il subit au passage de l'interface, appelée dioptré une déviation en fonction de l'indice de réfraction  $n$  du milieu selon la loi de Snell-Descartes :

$$n = n_2/n_1 = \sin\theta_1/\sin\theta_2$$

Où  $n_2$  et  $n_1$  sont les indices de réfraction et est le rapport entre l'indice de réfraction

Pour les deux milieux formant l'interface.



**Figure 18** Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.

Le coefficient de réflexion peut être déterminé par la formule de **Fresnel** en deux composantes tels que :

$$r_{\perp} = \left[ \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \right]$$

$$r_{\parallel} = \left[ \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right]$$

$r_{\perp}$  : représente la composante perpendiculaire du rayon réfléchi.

$r_{\parallel}$  : représente la composante parallèle du rayon réfléchi.

Les propriétés sont évaluées en calculant la moyenne de ces deux composantes.

$$r = 1/2(r_{\perp} + r_{\parallel})$$

Pour un rayonnement incident normal, les deux angles sont nulle on aura :

$$r_0 = \left( \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right)^2$$

Ou encore, si le milieu (2) est de l'air ( $n_2 \approx 1$ ) et en posant  $n_1 = n$ , ce qui conduit à écrire :  $r_0 = \left( \frac{n-1}{n+1} \right)^2$

Matériaux	Indice de réfraction
Air	1
L'eau	1.33
Verre	1.526
Polycarbonate	1.6
Poly méthacrylate	1.45

**Tableau 7 indices de réfraction communs des matières transparentes.**

De même, la transmission, (r indice indiquent que les pertes optiques par réflexion sont prises en compte), peut être calculée à partir de la transmittance moyenne des deux composantes comme suit :

$$\tau_r = 1/2 \left( \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right)$$

La couverture transparente d'un capteur solaire est généralement constituée d'une lame à faces parallèles, il s'agit donc de deux interfaces qui sont à l'origine des pertes optiques par réflexion.

Pour un rayon d'intensité égale à unité, une fraction  $(1 - r)$  pénètre dans le matériau tandis qu'une fraction est réfléchi. La partie transmise se réfléchit à son tour et ne transmet donc qu'une fraction  $(1 - r)^2$ . Et ainsi de suite le coefficient de transmission s'écrira donc conformément à la figure.

$$\tau_r = (1 - r)^2 \sum_{n=0}^{\infty} r^{2n} = \frac{1-r}{1+r}$$

Pour un système avec N couvertures, on aura :

$$\tau_r = 1/2 \left[ \frac{1-r_{\parallel}}{1+(2N-1)r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+(2N-1)r_{\perp}} \right]$$

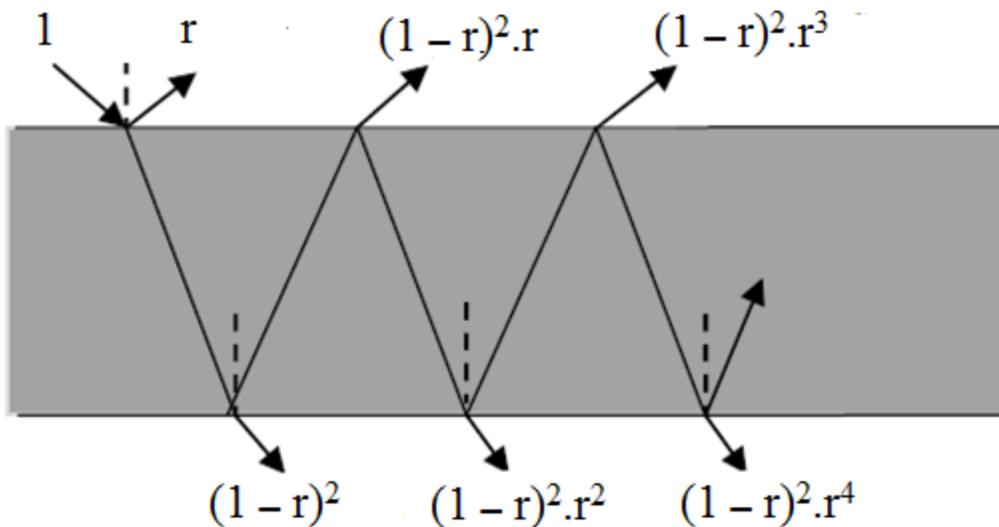
La dernière expression devient sous la forme :

$$T_{r=1/2} \left( \frac{1-r}{1+(2N-1)r} \right)$$

Le coefficient de transmission due à l'absorption du milieu est donné par l'expression suivante :

$$\tau_a = \exp \left( -\frac{KL}{\cos\theta_2} \right)$$

Où K est le coefficient d'extinction (aussi appelé coefficient d'atténuation), qui peut varier de 4 m<sup>-1</sup> (pour le verre de faible qualité) à 32 m<sup>-1</sup> (pour le verre de haute qualité), L est l'épaisseur de la vitre.



**Figure 19 Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre.**

Matériaux	Coefficient d'extinction
Verre solaire	4
Verre de la fenêtre	30
Verre de la protection du soleil absorbant	130÷270

**Tableau 8 coefficients d'extinction de certains matériaux transparents**

### 3.4 Fluide caloporteur

Pour évacuer la chaleur emmagasinée par la surface absorbante, on utilise habituellement soit l'eau soit l'air, ce dernier se distingue par les avantages suivants :

- Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été.
- Avec l'air sec, il n'y pas de problème de corrosion.
- Mise en œuvre simple.
- Système fiable.

Mais son utilisation entraîne les inconvénients suivants :

- L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux.
- Le produit de la masse volumique par la chaleur spécifique est faible pour l'air

Comparativement à celui dans le cas de l'eau.

- Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant compte tenu de la remarque précédente.
- Les transferts thermiques sont moins bons qu'avec l'eau. Dans le cas de tuyauteries soudées sur la face arrière de la plaque absorbante, il faut prendre soin aux soudures afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact

### 3.5 Isolant

Pour minimiser les pertes calorifiques du système, il faut isoler ses parois. Vers l'avant c'est le plus souvent une lame d'air qui fait office d'isolant. Son épaisseur ne doit pas être trop importante pour limiter les transferts par convection.

On choisira une distance comprise entre 2 à 3 cm.

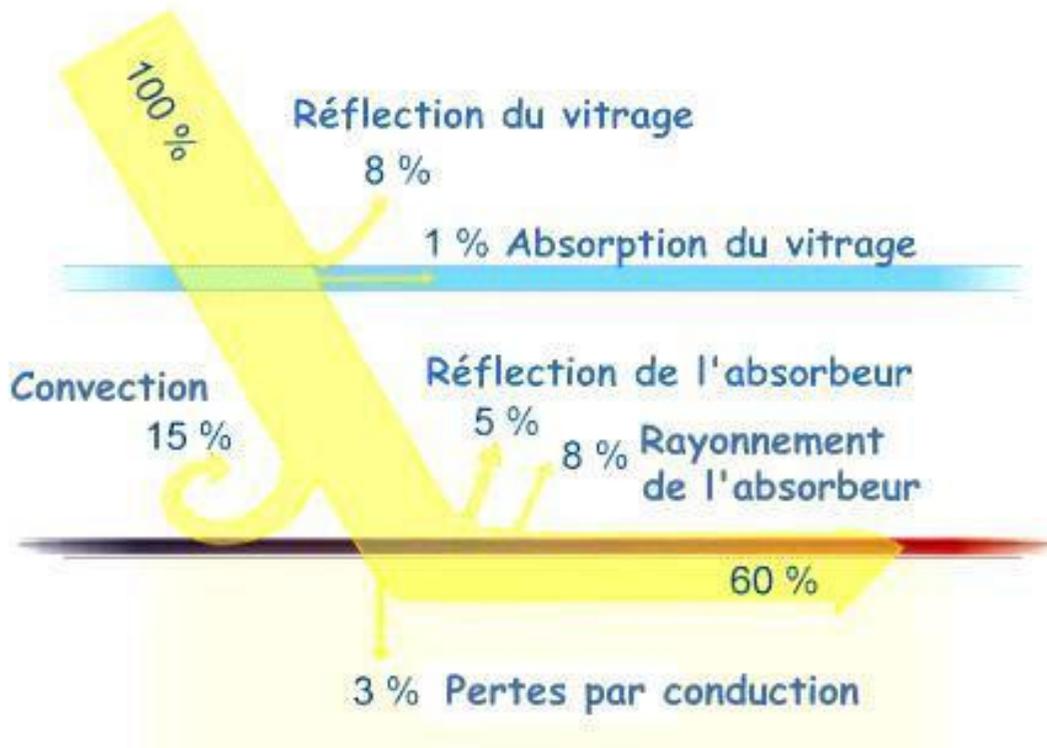
A la partie arrière, on place une ou plusieurs couches d'isolant du type : laine de verre, polystyrène, mousse de polyuréthane ;

Le tableau 9 regroupe les principales propriétés thermiques de quelques matériaux isolants.

Matériau	Conductivité Thermique $\lambda$ (w/m <sup>2</sup> k)	Chaleur massique $C_P$ (J/Kg k)	Masse Volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Diffusivité
Laine de verre	0.036	840	40	10.7
Polystyrène Expansé	0.040	1500	20	13.3
Laine de roche	0.040	840	40	11.9
Laine (vêtement)	0.040	1880	450	0.47
Liège expansé	0.048	1380	120	2.9
Bois de Spain	0.144	272	535	9.9
Caoutchouc pur	0.153	2170	1200	0.6

**Tableau9 : Propriétés thermiques des quelque matériaux isolants**

L'étude de capteur solaire nous exige de faire une approche sur la modélisation du rayonnement incident sur un plan incliné par un angle avec l'horizontale.



**Figure 20 Schéma des différentes pertes**

La figure présente de manière schématique les différentes pertes générées par les constituants du capteur solaire plan.

On remarque aisément que sur une base de 100 % à la surface du vitrage du capteur, seulement 60 % du rayonnement arrive directement à l'absorbeur.

### Conclusion

L'absorbeur est l'élément essentiel du capteur solaire .Il doit absorber la plus grande partie du rayonnement solaire et transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec minimum de perte .Il doit être le plus léger possible afin d'éviter l'inertie de mise en régime et construit avec un matériau bon conducteur.

A ces deux qualités, il faut ajouter celle d'ordre mécanique et chimique (bonne tenue à la pression, à la dilatation, résistance à la corrosion, fiabilité dans le temps).

D'autre part il doit être réalisé économiquement .Le contact entre l'absorbeur et le fluide caloporteur doit être le meilleur possible.

L'absorbeur est maintenant recouvert d'un revêtement sélectif pour augmenter sa capacité à absorber les rayons( $\alpha$ ) et à en limiter l'émission( $\epsilon$ )

Ces revêtements sont de couleur foncées afin d'absorber le rayonnement solaire au maximum et leur état de surface est tel qu'ils piègent les rayonnements infra-rouges qui sont émis lors de l'échauffement.

# **Chapitre 2**

## **Climatisation solaire**

## 1 Introduction

La climatisation solaire désigne l'ensemble des techniques de climatisation utilisant l'énergie solaire comme source énergétique primaire. La climatisation solaire est une application relativement nouvelle de la technologie éprouvée de réfrigération thermique et solaire. Si elle semble paradoxale, la climatisation solaire présente un potentiel élevé puisque la demande de climatisation correspond bien à l'accessibilité des ressources solaires.

La climatisation solaire représente un gisement de projets prometteur et un vrai besoin de réponses existe aux questions posées par cette technologie face au développement important des autres technologies solaires.

Cependant, les techniques de froid solaire sont encore au stade de la démonstration du fait de la complexité de la mise en œuvre, essentiellement au niveau de l'optimisation des composants et du système global. De plus, les technologies existantes ne sont pas encore compétitives du point de vue économique comparées aux systèmes classiques utilisant l'électricité.

## 2 Climatisation solaire

### 2.1 Avantage des systèmes de rafraîchissement solaire

Lorsque, malgré une utilisation optimale des techniques passives, un système de climatisation s'avère nécessaire, le rafraîchissement solaire peut être une solution intéressante. En effet, durant l'été, la demande électrique croît fortement du fait d'un usage intensif des systèmes de climatisation d'où, des pics de consommation à l'origine de la plupart des problèmes d'approvisionnement. La pénurie est encore plus grande les années sèches où les centrales hydroélectriques sont incapables de couvrir une partie de ces pics pour certaines régions du monde. Dans ce contexte, l'utilisation de l'énergie solaire pour le rafraîchissement est un concept séduisant, puisque les besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

Les systèmes de rafraîchissement solaire ont l'avantage de supprimer la plupart des nuisances d'une climatisation classique

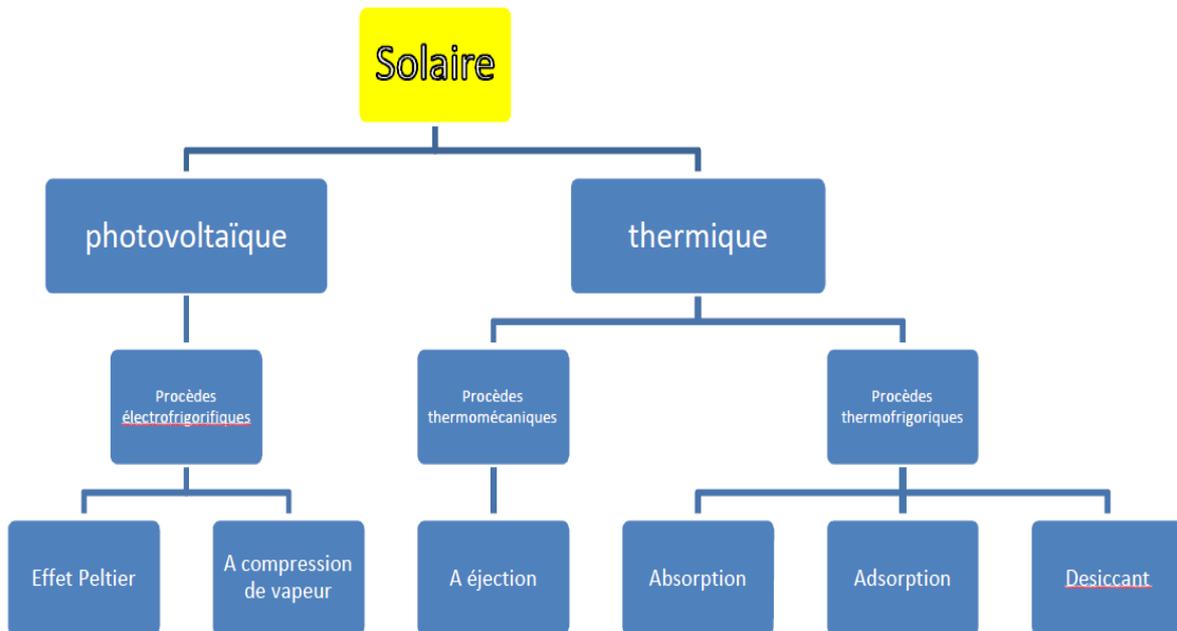
- La consommation d'électricité peut être jusqu'à 20 fois inférieure à celle d'un système classique à compression;
- Les fluides frigorigènes employés sont inoffensifs puisqu'il s'agit d'eau et de solutions salines;
- La nuisance sonore du compresseur est supprimée. Ces systèmes peuvent être utilisés aussi bien seuls qu'en complément de systèmes classiques de conditionnement d'air. L'objectif principal étant d'utiliser ces technologies « émission zéro » pour réduire la consommation énergétique et les émissions de CO<sub>2</sub>.

### 3 Différentes technologies

Nous distinguerons trois grandes classes de systèmes frigorifiques :

Ceux qui consomment l'énergie mécanique pour fonctionner (Les systèmes mécano frigorifiques), ceux qui consomment de l'énergie électrique pour

fonctionner (Les systèmes électro frigorifiques), et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique (Les systèmes thermo frigorifiques).



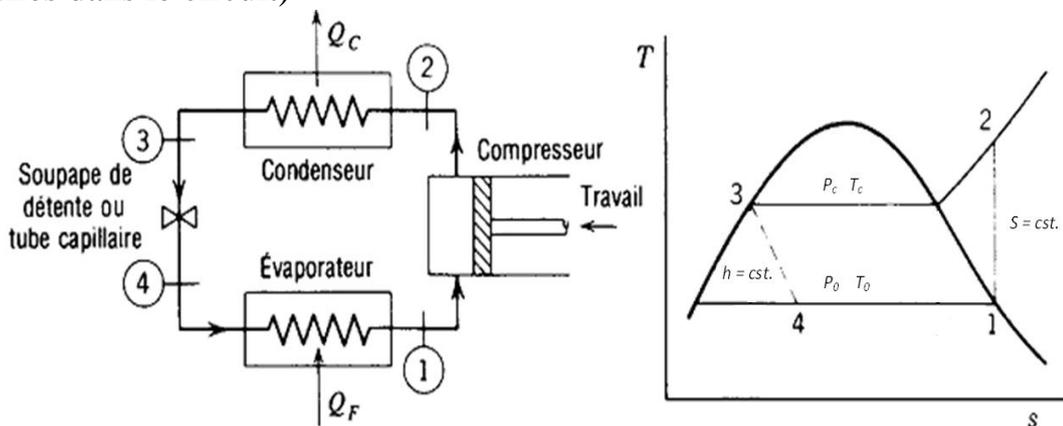
**Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire.**

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid. La première est basée sur l'emploi de l'électricité, la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique, enfin la troisième sur des cycles basés sur la sorption d'un gaz.

**3.1 Machine à compression de vapeur**

**3.1.1 Principe de fonctionnement**

Le fluide frigorigère de la machine frigorifique à compression de vapeur (figure), subit les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles dans le circuit)



**Installation et diagramme T-S de la machine a compression de vapeur.**

- Entre le point 1 et 2, la vapeur du frigorigène est comprimée de  $P_0$  à  $P_c$ . Dans le cas d'une compression parfaite (isentropique), c'est-à-dire adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversible (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait l'isentrope  $S = \text{cts}$  pour arriver au point 2;
- Entre les points 2 et 3, la vapeur du frigorigène est désurchauffée de  $T_2$  à  $T_c$ , puis condensée à la température constante  $T_c$  pour atteindre le point 3;
- Entre les points 3 et 4, le liquide frigorigène se détend en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (la surface thermique du détendeur est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. En se refroidissant de  $T_c$  à  $T_0$ , une partie de la masse du liquide se vaporise. A la fin de la détente, le titre en vapeur du mélange liquide-vapeur devient  $x_4$ ;
- La vaporisation du fluide frigorigène se déroule entre les points 4 et 1. Le mélange cède de la chaleur à température constante  $T_0$ .

### 3.1.2 Couplage d'une machine à compression avec PV

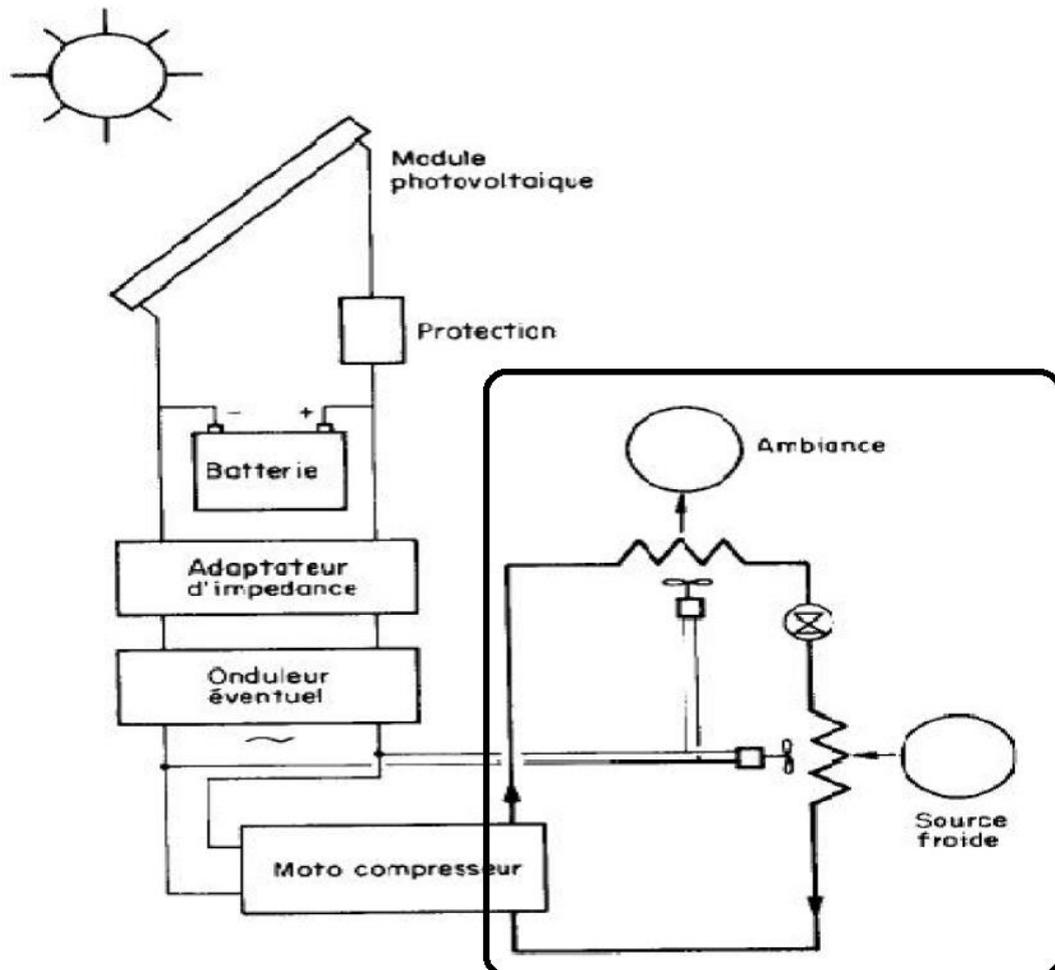
La Figure montre le schéma d'une machine frigorifique classique à compression alimentée par un générateur d'électricité photovoltaïque. En l'absence d'onduleur, l'entraînement du compresseur doit être assuré par un moteur à courant continu plus coûteux. Un onduleur, surtout de faible puissance, a cependant toujours un rendement médiocre, 70 à 80% dans les meilleurs cas.

Le caractère intermittent du rayonnement solaire impose un stockage, soit d'électricité par batterie, soit un stockage sous forme de froid, soit sous forme de fluide frigorigène sous pression. Vu le coût des batteries et de leur entretien, le stockage par batterie est limité aux faibles puissances.

La durée du stockage à prévoir dépend de l'utilisation et du climat, variant de quelques jours à une dizaine de jours pour la conservation des vaccins et médicaments.

Ces armoires frigorifiques de petite capacité (environ 150 l) destinées aux besoins domestiques ou à ceux des dispensaires de campagne, constituent aujourd'hui l'essentiel du marché des frigos solaires photovoltaïques, la valeur des produits conservés et la faible puissance installée garantissant la rentabilité.

Vu le coût élevé des modules photovoltaïques, des efforts importants ont été faits pour diminuer au maximum l'énergie électrique journalière nécessaire. Une isolation soignée, d'une épaisseur de 8 à 12 cm, permet de réduire les pertes à vide en dessous de 30 W, une fraction significative de celles-ci étant alors due aux inévitables ouvertures de portes. Le cycle frigorifique peut aussi être modifié pour porter le COP de sa valeur habituelle voisine de 1 à plus de 1,5.



**Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque.**

Le résultat net est que la consommation d'une armoire frigorifique solaire de 150 l produisant 1 kg de glace par jour a été ramenée, dans une ambiance tropicale à 43 °C, autour de 750 Wh/jour, soit trois à quatre fois moins qu'un équipement classique.

Avec des COP de la machine frigorifique variant de 0,8 à 1,5 et des panneaux photovoltaïques au silicium de 13% de rendement, le COPS oscille donc de 0,10 à 0,20.

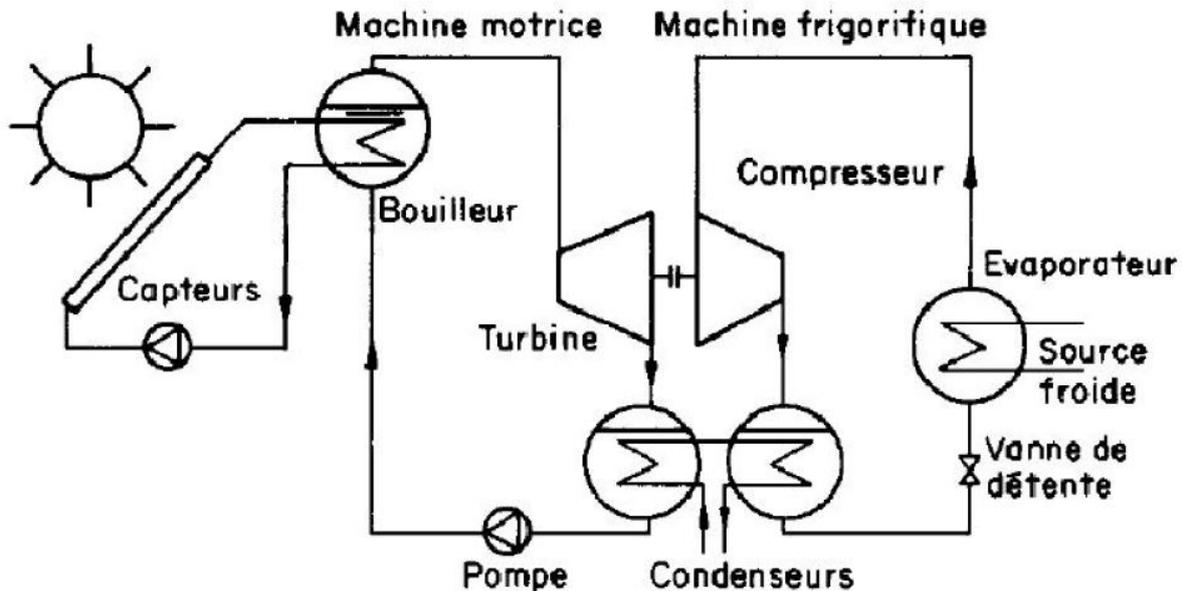
Pour les installations moyennes nécessitant une énergie de plus de 50 kWh/jour, l'installation d'un groupe Diesel électrogène ou une extension de réseau est plus avantageuse mais moins fiable.

### **3.1.3 Couplage d'une machine à compression avec moteur thermique**

La première classe comprend des machines telle que celle de la figure dans les quelles, un moteur thermique, utilisant les capteurs et l'ambiance comme sources, entraîne une machine frigorifique à compression classique.

Une simple juxtaposition cumule les pertes des deux machines en y ajoutant des problèmes de vibration, d'étanchéité et de régulation. Il faut intégrer les machines motrice et réceptrice et réaliser le transfert d'énergie de façon simple et fiable. Les

diverses voies possibles ont été expérimentées sur des prototypes de puissance moyenne. Les rendements énergétiques obtenus varient de 20 à 25%.



**Machine frigorifique couplée à cycle de Rankine**

Vu le caractère intermittent et variable de l'énergie solaire, un bon fonctionnement à charge partielle et des possibilités de démarrage et d'arrêt spontanés constituent des atouts majeurs en réfrigération solaire.

Enfin, les machines à double cycle de Rankine peuvent fonctionner dans une très large gamme de températures en particulier, avec de la chaleur à basse température fournie par des collecteurs plans.

### 3.2 Machine à éjection couplée avec capteur thermique

#### 3.2.1 Principe de fonctionnement

L'abaissement de la température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente.

L'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte.

La figure a représenté schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles

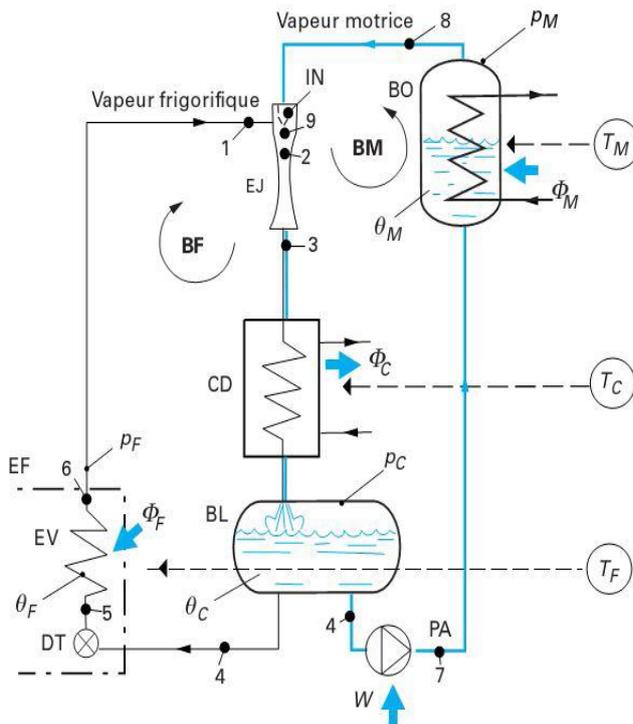
1) La « boucle frigorifique » BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant

- L'éjecteur EJ qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur EV et la comprime avant son introduction dans le condenseur CD,
- Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du frigorigène,

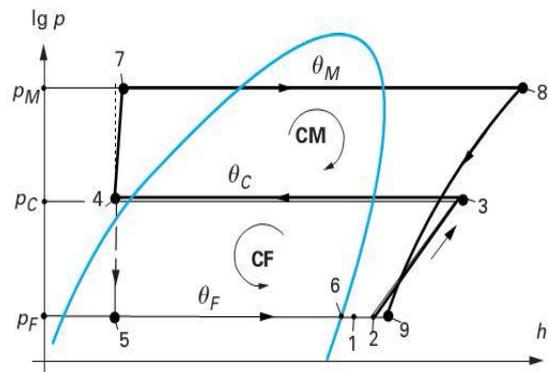
- La bouteille de liquide BL qui représente la réserve de liquide frigorigène,
- Le détendeur DT qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur,
- L'évaporateur EV où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène. Cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir EF ;

2) La « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant:

- L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur du fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur par l'injecteur IN, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorigère BF,
- Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du fluide actif sortant de l'éjecteur,
- La bouteille de liquide BL, la réserve de fluide actif liquide,
- La pompe PA qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser,
- Le bouilleur BO « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage, le liquide se vaporise et la vapeur formée de surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur.



(a) schéma du circuit où l'on distingue les boucles motrice BM et frigorigère BF



ici le fluide actif est unique : il est utilisé comme frigorigère et comme fluide moteur

(b) tracé dans le diagramme enthalpique  $lg p - h$  du cycle suivi par le fluide actif dans ces deux boucles

### Système à éjection (M. DUMINIL 2002)

Comme on le voit sur la figure, il apparaît clairement que les deux boucles ne sont pas séparables. Le système en question est bien intégré ou non dissociable: l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur et la bouteille de liquide sont communs aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur, et il en est généralement ainsi.

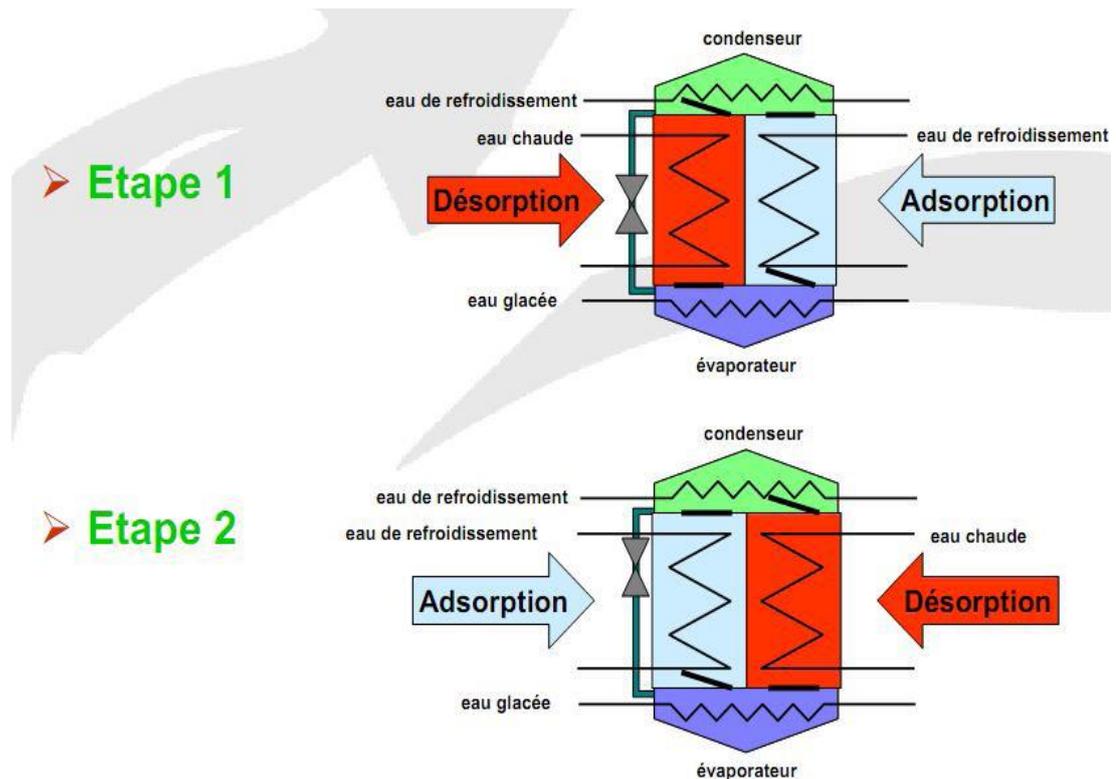
La figure b représente le tracé dans le diagramme enthalpiques  $\log(p) - h$  de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur. On remarque que le cycle total est la superposition :

- Du cycle frigorifique CF ( $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 1$ ), décrit dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur d'énergie mécanique);
- Du cycle moteur CM ( $2 \rightarrow 3 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9 \rightarrow 2$ ), décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique).

### **3.3 Couplage d'une machine à adsorption avec PT**

#### **3.3.1 Principe de fonctionnement**

Les machines à adsorption apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20ème siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation (ou la décomposition) de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches.



**Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption**

Une machine frigorifique à adsorption comporte quatre chambres sous vide, à savoir l'évaporateur, le condenseur, l'adsorbant (capteur) et le désorbant (bouilleur). Le bouilleur et le capteur comprennent également une fine couche d'adsorbant (10 mm) appliquée sur des rondelles d'aluminium, lesquelles sont assemblées concentriquement et brasées sur des tubes en cuivre. Un circuit de retour amène le fluide frigorigène collecté du condenseur à l'évaporateur par phénomène hydrostatique. A l'exception des soupapes, la machine frigorifique à adsorption est dépourvue d'éléments mobiles. Chacune des quatre chambres est parcourue par un échangeur thermique en cuivre dont le rôle est d'apporter et d'évacuer la chaleur.

### 3.3.2 Couple absorbant-adsorbant adsorbant

- **Choix du fluide de travail**

Pour les systèmes de production de froid par adsorption ou réaction chimique, un nombre important de couples peut être choisi. Les couples possibles peuvent être classés en fonction du gaz choisi. Dans le domaine de la production de froid par sorption, les fluides frigorigènes les plus utilisés sont le méthanol, l'eau et l'ammoniac

- Le méthanol ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ) est un gaz envisageable qui est adsorbé par le charbon actif (I.I. El- Sharkawy et al 2009). De nombreuses fois, Il a été étudié et utilisé au cours des dernières années. Cependant, la décomposition du méthanol à des températures supérieures à  $150^\circ\text{C}$

impose une prise de précautions pour son utilisation dans des applications solaires (ERIC J Hu1998).

- L'eau présente l'avantage d'être stable sur une large gamme de température et de pression, d'avoir une grande enthalpie de vaporisation, d'être abondante et neutre vis-à-vis de l'environnement et non toxique. Cependant, les pressions opératoires sont très faibles, donc sa mise en œuvre nécessite des technologies de vide. De plus, sa température de solidification ne permet pas de l'utiliser pour des applications à très basses températures.
- L'ammoniac a été couramment utilisé à la fois pour des procédés de chauffage comme pour la production de froid. Ce fluide est stable sur une large gamme de température et de pression, il présente une enthalpie de vaporisation élevée et son point de congélation vaut  $77^{\circ}\text{C}$ . De plus, il est relativement abondant et donc de coût limité. Cependant, à haute température, la pression de l'ammoniac est élevée, et ce fluide est volatil, toxique et corrosif

(AUBURTIN et al 1999). En absorption et adsorption, les couples eau-ammoniac et charbon actif-ammoniac ont été utilisés fréquemment pour des applications basses température (Z TAMAINOT-TELTO et al 1997). Dans les procédés à sorption chimique, l'ammoniac a également été largement étudié et expérimenté, en particulier avec des sels réactifs de type chlorures.

- La méthyl amine ( $\text{CH}_3\text{NH}_2$ ), fluide dérivé de l'ammoniac, réagit également avec des sels de type chlorures, comme le  $\text{CaCl}_2$  ou le  $\text{LiCl}$  et présente l'intérêt de permettre des pressions de travail moins élevées que l'ammoniac (environ 6 bar à  $40^{\circ}\text{C}$  par exemple contre 16 bar pour l'ammoniac). Cependant, au cours des dernières années, on ne note pas de développement de procédés de sorption utilisant la méthyl amine comme fluide de travail.

\* Choix du sorbant :

Les critères de choix du couple mis en jeu pour une application donnée sont les suivants :

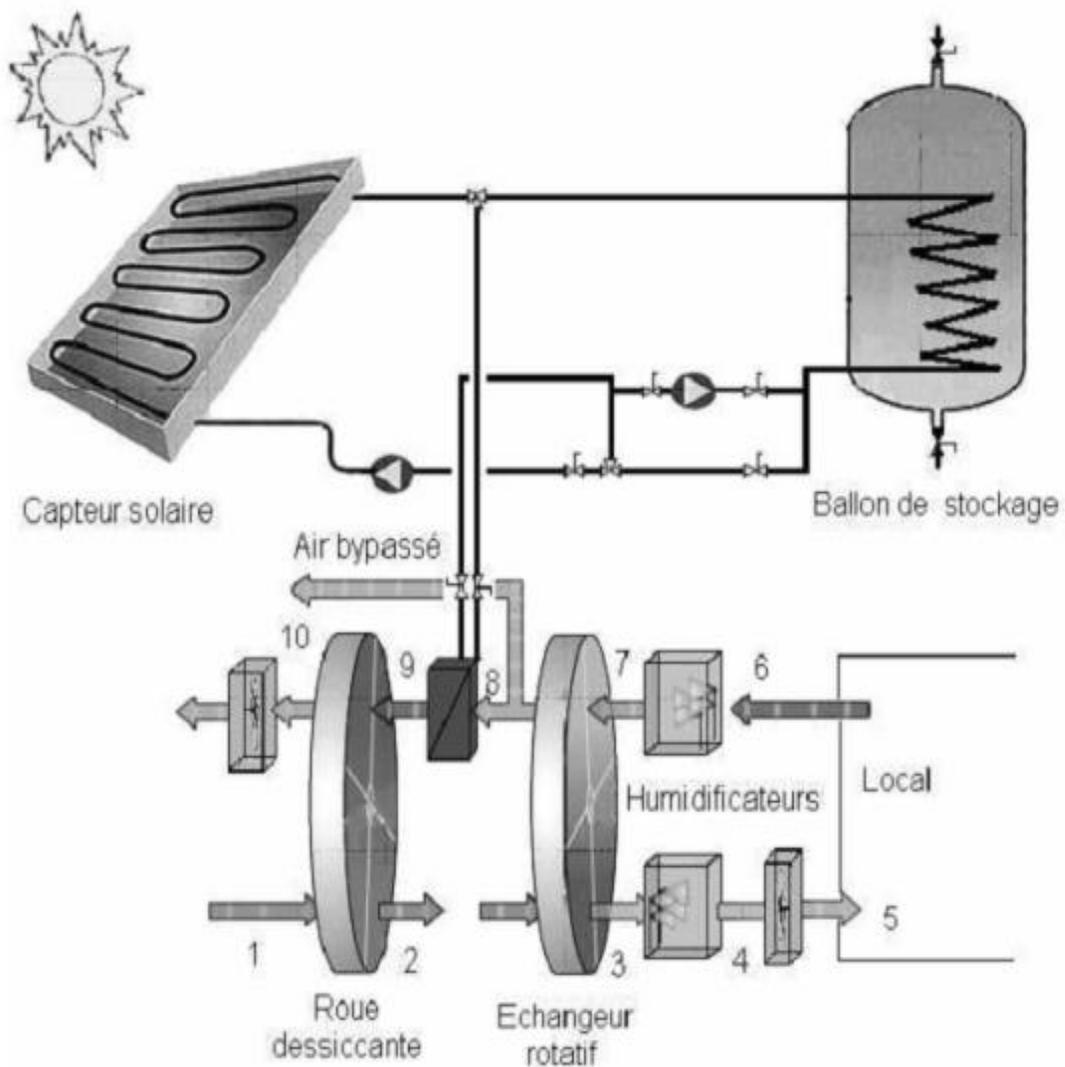
- Les conditions d'équilibre du couple considéré, déterminées par l'équation d'équilibre thermodynamique ou les iso stères de sorption,
- La densité énergétique (une importante enthalpie de changement de phase pour ce fluide),
- La stabilité chimique et mécanique, puisque les systèmes sont amenés à fonctionner sur un grand nombre de cycles,
- La toxicité, la corrosivité, l'explosivité et l'inflammabilité,
- Le coût des composés,
- L'impact environnemental.

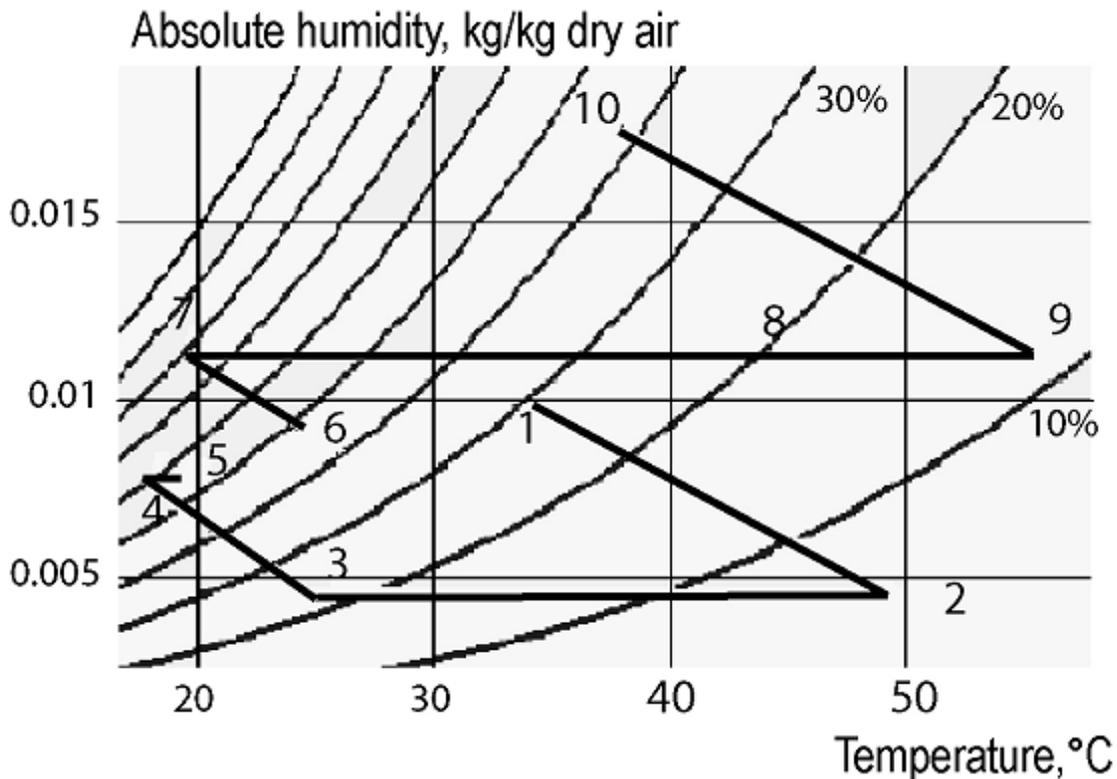
### 3.4 Couplage d'une machine déshydratante avec PT

#### 3.4.1 Principe de fonctionnement

Les systèmes déshydratants sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment.

Ainsi, ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA).





### Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à dessiccant

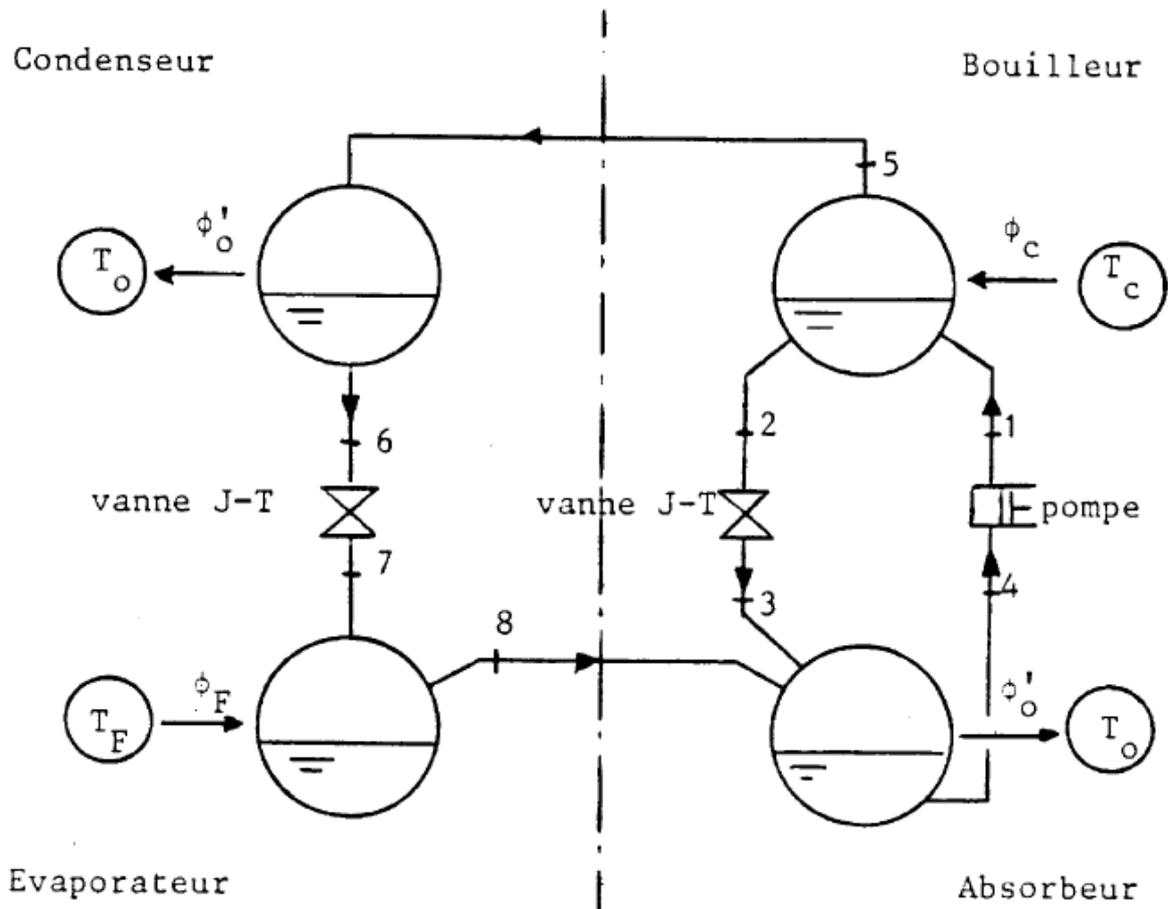
Le dessiccant est donc un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessicatif) ou dans un lit dans lequel est vaporisée une solution dessiccante, puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatique ment dans un laveur d'air (figure). Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du processus dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessicatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C. Le  $COP_{th}$  est d'environ 0.5. La puissance de refroidissement est limitée par le débit de renouvellement d'air. Ce système doit donc être utilisé pour des bâtiments où les besoins sont restreints, ou pour une application de rafraîchissement simple.

### 3.5 Couplage d'une machine à absorption avec PT

#### 3.5.1 Principe de fonctionnement

Une machine à absorption est composée de quatre réservoirs dans lesquels une phase liquide et une phase vapeur sont en équilibre, maintenus à des températures fixes par contact avec des sources de chaleur :

- Le bouilleur à la température  $T_C$  de la source chaude et à haute pression;
  - Le condenseur à la température  $T_o=T_m$  de la source gratuite et à haute pression;
  - L'évaporateur à la température  $T_f$  de la source froide et à basse pression;
  - L'absorbeur à la température  $T_o=T_m$  de la source gratuite et à basse pression.
- Une pompe sert à comprimer le liquide prélevé dans l'absorbeur, alors que le liquide sortant du condenseur est détendu à basse pression au moyen d'une vanne.



**Description schématique du cycle à absorption à simple étage**

La machine comprend deux parties principales

1. un compresseur chimique, formé de l'ensemble bouilleur-absorbeur, dont le but est de fournir au point 5 un réfrigérant à haute pression, et d'aspirer ce même réfrigérant à basse température au point 8.
2. un ensemble condenseur-vanne-évaporateur identique à celui des machines à compression. Le compresseur chimique fonctionne en utilisant comme fluide actif un mélange comprenant un réfrigérant volatil (Ex : ammoniac) et un solvant peu volatil (Ex : eau).

### 3.5.2 Mélanges pour une machine à absorption

Bien que, théoriquement, il n'y ait aucune impossibilité d'utiliser des mélanges d'ordre supérieur, on se limite pratiquement aux mélanges binaires qui sont donc une combinaison d'un fluide frigorigène et d'un agent d'absorption.

Le choix du fluide interne d'une machine à absorption est d'abord dicté par le cycle choisi et l'application à laquelle la machine est destinée. Il faut ensuite tenir compte des réglementations concernant les fluides frigorigènes qui sont de plus en plus contraignantes.

A l'heure actuelle, les couples ammoniac/eau et eau/bromure de lithium sont les seuls utilisés dans les machines commercialisées.

Les deux substances fluides frigorigène-agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent avoir les caractéristiques suivantes :

- 1) Absence de phase solide ;
- 2) L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;
- 3) Le fluide frigorigène doit être plus volatil que l'agent absorbant ;
- 4) La pression de travail doit être modérée ;
- 5) Une bonne stabilité chimique;
- 6) L'absence de corrosion ;
- 7) Une sécurité, non toxique, non inflammable;
- 8) Une faible viscosité et conductivité thermique élevée;
- 9) Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.

- Le tableau suivant donne quelques couples utilisés

Le réfrigérant	L'absorbant	Référence
NH <sub>3</sub>	CaCl <sub>2</sub>	[1]
	SrCl <sub>2</sub>	[2]
	H <sub>2</sub> O	[3]
H <sub>2</sub> O	Sel	[4]
	Halogénures d'alcali	[5]
	LiBr	[7]
	LiClO <sub>3</sub>	[10]
	CaCl <sub>2</sub>	[6]
	ZnCl <sub>2</sub>	[9]
	ZnBr	[3]
	Nitrates d'alcali	[8]
	Sulfocyanates d'alcali	[11]
	Bases	[12]
	Hydroxydes d'alcali	[12]
	Acides	[5]
	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	[7]
	H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>	[10]

## Couples réfrigérant-absorbant pour les installations d'absorption.

### 4 Comparaison entre les systèmes de production de froid

- Le tableau ci-dessous résume les avantages et les inconvénients de quelques systèmes de réfrigération :

	<b>Avantage</b>	<b>Inconvénients</b>
<b>Cycle a compression</b>	Très bon COP (2-4) Encombrement réduit par KW de froid produit. Mise en fonctionnement rapide. Grand plage de variation de la température d'eau refroidie. Rejet thermique limité.	Vibrations et bruits. Compresseur trop couteux en énergie électrique. Réfrigérant nocifs pour l'environnement.
<b>Dessicant</b>	L'eau tien le rôle de réfrigérant. Contrôle indépendant de la température et de l'humidité. Intégration possible avec un système de ventilation et de chauffage. Les rejets de chaleur dans l'environnement sont faibles.	Maintenance de la roue à dessiccation. Non adapté à des petites applications. Nécessité d'un déshumidificateur. Pas de protection contre une éventuelle contamination. Technologie non utilisable en région humide.
<b>Adsorption</b>	Requiert peu de maintenance. Le réfrigérant (eau) non nocif. Longue durée de vie. Possibilité de stockage de froid.	Encombrement matériel. Protection de froid discontinue. Faible disponibilité sur le marché. Rejet à haute température.
<b>Absorption</b>	Faible coût de fonctionnement. Disponibilité de matériel Source de chaleur possible à partir de capteur solaire thermique.	Faible COP. Temps de réponse long. Pas de froid négatif avec l'eau. Risque de cristallisation du LiBr.

## 5 Conclusion

Dans ce chapitre, une présentation détaillée de la climatisation solaire et les différentes technologies utilisées ont été présentées. Nous avons donné aussi une comparaison détaillée dans laquelle nous avons résumé toutes ces technologies avec leurs avantages et inconvénients. Cependant, l'effort technique pour l'implantation d'une installation de rafraîchissement solaire est plus élevé que pour un système conventionnel. Ceci provient à la fois de la mise en œuvre de la partie production d'énergie solaire (non incluse dans les éléments des installations classiques), et des besoins plus élevés en refroidissement du système, liés à l'utilisation de groupes de froid à absorption (COP plus faible qu'un système classique).

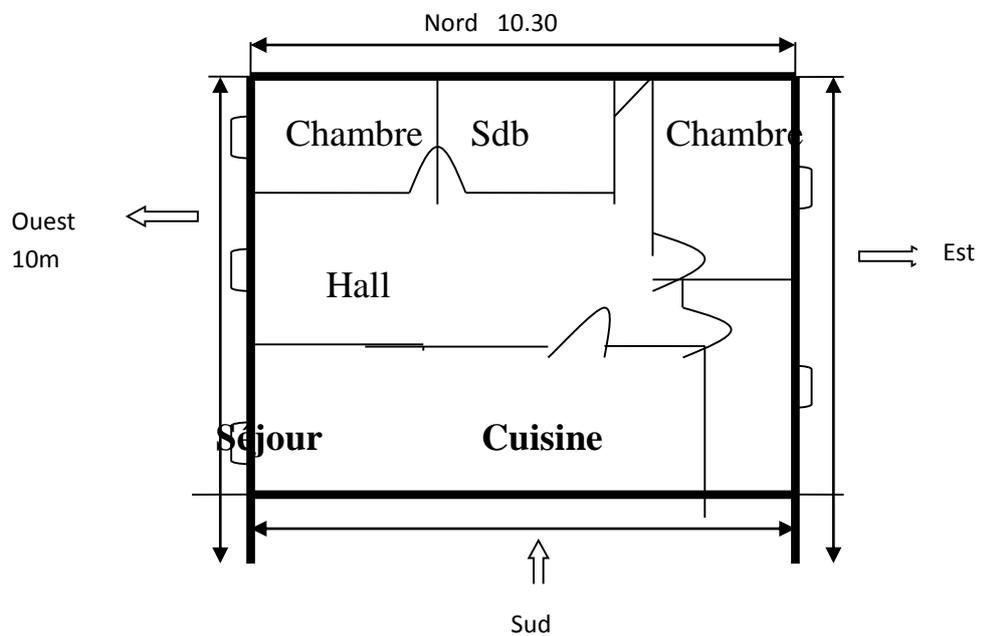
La machine à absorption reste le meilleur modèle de production de froid qui, couplé au panneau solaire thermique donnera des résultats meilleures : Absence de vibrations, silence de fonctionnement, grande robustesse (pratiquement pas de pièces tournantes), faible coût de fonctionnement et aussi disponible, et ceci malgré son faible COP. L'analyse de l'influence des différents paramètres sur les performances de la machine à absorption montre que le COP est un critère parmi d'autres. Il existe d'autres paramètres qui influencent les performances de l'équipement, à savoir les températures des différents organes qui composent la machines.

# **Chapitre 3**

## **Calculs d'une installation solaire de conditionnement d'air**

### 3-1 Calcul des déperditions de l'habitat

Dans le cadre de notre étude nous avons procédé au dimensionnement d'une habitation dans le climat de Tlemcen qu'on a équipé d'un chauffage et d'une climatisation par voie solaire, il s'agit d'une maison bâtit sur terre pleine « pas de cave » et d'un seul niveau« voire figure 3-1», les caractéristiques de la maison sont résumé dans le «tableau 3.1 ».

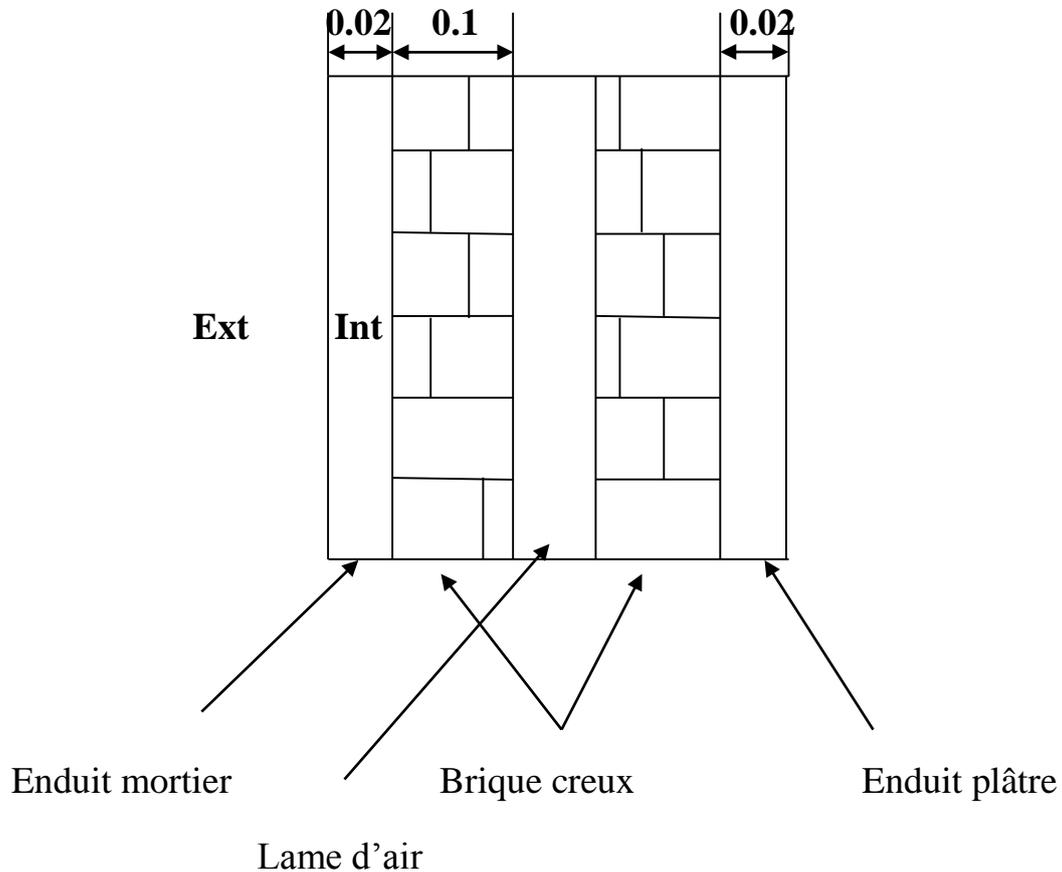


**Figure 3.1 : Schéma de l'habitation**

Surface totale	103(m <sup>2</sup> )
Surface fenêtre	1.80 (m <sup>2</sup> )
Surface porte	3.3 (m <sup>2</sup> )
Hauteur	2.5(m)

**Tableau 3.1 : Dimensions et surfaces**

Le « K » est généralement donnée dans le cas contraire, il faut le calculer pour cela il faut connaître les constituants du mur.



**Figure 3.2 : Composantes des parois**

- Enduit plâtre :  $\lambda=0.35$  (w/m°C).  
Épaisseur = 0.02 m.
- Brique creuse : Épaisseur = 10 cm.
- Lame d'air : Épaisseur = 4cm.
- Enduit mortier :  $\lambda = 1.15$  (w/m°C).  
Épaisseur = 0.02 cm.

- $$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^r \frac{e_i}{\lambda_i}}$$
- $$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} = 0.17$$

$$- \text{ Enduit plâtre : } \left\{ \begin{array}{l} E_1 = 0.02 \text{ m.} \\ \lambda_1 = 0.35 \text{ w/ m } ^\circ\text{c.} \end{array} \right.$$

$$- \text{ Brique creuse : } \left\{ \begin{array}{l} E_2 = 0.1 \text{ m.} \\ \lambda_2 = 0.2 \text{ w/ m } ^\circ\text{c.} \end{array} \right.$$

$$- \text{ lame d'air : } \left\{ \begin{array}{l} E_3 = 0.04 \text{ m.} \\ \lambda_3 = 0.11 \text{ w/ m } ^\circ\text{c.} \end{array} \right.$$

$$- \text{ Brique creuse : } \left\{ \begin{array}{l} E_4 = 0.1 \text{ m.} \\ \lambda_4 = 0.11 \text{ w/ m } ^\circ\text{c.} \end{array} \right.$$

$$- \text{ Enduit mortier : } \left\{ \begin{array}{l} E_5 = 0.02 \text{ m} \\ \lambda_5 = 1.15 \text{ w/ m } ^\circ\text{c.} \end{array} \right.$$

$$\begin{aligned} \bullet \sum_{i=1}^5 E &= \frac{E_1}{\lambda_1} + \frac{E_2}{\lambda_2} + \frac{E_3}{\lambda_3} + \frac{E_4}{\lambda_4} + \frac{E_5}{\lambda_5} \quad (4.2) \\ &= 0.057 + 2(0.5) + 0.363 + 0.01 \\ &= 1.43 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C/ w.} \end{aligned}$$

$$\bullet \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} = 0.17 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C/ w.}$$

- $K = \frac{1}{0.17 + 1.43} = 0.625 \text{ w/m}^{\circ}\text{c}$ .
- $K = 0.62 \text{ w/m}^{\circ}\text{c}$ .

### 3-1-1 Les caractéristiques des parois et la toiture

parois	Constitution	Epaisseur en cm	Masse volumique en kg/m <sup>3</sup>	Surface totale en m <sup>2</sup>	K (w/m <sup>2</sup> °c)
toiture	Dalle armée en béton	20	400	103	0.70
Mur mixte	Brique creuse de type classique avec enduit intérieur en plâtre de 1cm et un enduit ext de mortier bâtard de 1.5cm	32.2	-	-	1.15
plancher	Sol sur terre pleine	-	-	103	0.92
Fenêtre avec simple vitrage	-	-	-	-	4.95
porte	bois	-	-	-	5

**Tableau 3.2 : Caractéristiques des parois et les toitures**

### 3-1-2 Calcul de du coefficient de déperdition volumique (G)

$$G = \frac{\sum K_i.S_i}{V_h} + C_v Z \quad \text{En (w/m}^3\text{°c)} \quad (4.3)$$

$$G = \frac{D_i}{V_h} + \frac{D_e}{V_h} .$$

$$V_h = 10, 3 * 2, 5 = 25, 75 \text{ m}^3.$$

- Face sud :

- Surface :  $10,3 \cdot 2,5 = 25,75 \text{ m}^2$ .

$$\Sigma K_i \cdot S_i = k_{mur} \cdot S_{mur \text{ net}} + K_p \cdot S_p + K_f \cdot S_f. \quad (4.4)$$

- Fenêtre :

$$3 \cdot 1,80 = 5,4 \text{ m}^2.$$

- Porte :

$$1 \cdot 3,3 = 3,3 \text{ m}^2.$$

$$\begin{aligned} S_{\text{nette}} &= S - (5,4 + 3,3). \\ &= 25,75 - (5,4 + 3,3) = 17,05. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma K_i \cdot S_i &= 1,15 \cdot 17,05 + (4,95 \cdot 5,4) + (5 \cdot 3,3). \\ &= 62,84 \text{ w/}^\circ\text{c}. \end{aligned}$$

- Face nord :

$$\text{Surface brut, } S = 25,75 \text{ m}^2.$$

$$S_{\text{net}} = 25,75 - 3,3 = 22,45 \text{ m}^2.$$

$$\Sigma K_i \cdot S_i = 1,15 \cdot 22,45 + 5 \cdot 3,3 = 42,32 \text{ w/}^\circ\text{c}.$$

- Face Ouest :

$$S_{\text{brut}} = 10 \cdot 2,50 = 25 \text{ m}^2.$$

$$S_{\text{fenet}} = 3 \cdot 1,8 = 5,4 \text{ m}^2.$$

$$S_{\text{net}} = 25 - 5,4 = 19,6 \text{ m}^2.$$

$$\begin{aligned} \Sigma K_i \cdot S_i &= 1,15 \cdot 19,6 + 4,95 \cdot 5,4 \\ &= 49,27 \text{ w/}^\circ\text{c}. \end{aligned}$$

- Face Est :

$$S_{\text{brut}} = 10 \cdot 2,50 = 25 \text{ m}^2.$$

$$S_{\text{fenet}} = 2 \cdot 1,8 = 3,6 \text{ m}^2.$$

$$S_{\text{net}} = 25 - 3,6 = 21,4 \text{ m}^2.$$

$$\Sigma K_i . S_i = 21, 4.1, 15 +4, 95 .3, 6 = 42, 43 \text{ w/}^\circ\text{c.}$$

- Plancher :

$$S_{pl} = 103 \text{ m}^2.$$

$$\Sigma K_i . S_i = 0,92 .103 = 94,76 \text{ w/}^\circ\text{c.}$$

- Toiture :

$$S_t = 103 \text{ m}^2.$$

$$\Sigma K_i . S_i = 103 . 0,70 \text{ w/}^\circ\text{c.}$$

Dans cette étude en néglige les déperditions par renouvellement d'air.

- Calcul de G :

$$G = \frac{\Sigma K_i . S_i}{Vh} + Cv \frac{\dot{Q}}{L}. \quad (4.5)$$

$$G =$$

$$\frac{\Sigma (K_i . S_i)_{sud} + \Sigma (K_i . S_i)_{nord} + \Sigma (K_i . S_i)_{ouest} + \Sigma (K_i . S_i)_{est} + \Sigma (K_i . S_i)_{toit} + \Sigma (K_i . S_i)_{plancher}}{Vh}$$

$$(4.6)$$

$$G = \frac{62,84 + 42,32 + 49,27 + 42,43 + 94,76 + 72,1}{Vh}$$

$$G = 1,412 \text{ w/}^\circ\text{c.m}^3$$

La valeur de coefficient de déperdition volumique trouvé montre que l'habitat est bien isolé.

### 3-2 Calcul des besoins en chauffage pour chaque mois de la saison hivernale

	NOV	DEC	JAN	FEV	MARS	AVR
<b>T ext</b> (°C)	15,54	11,53	10	11,35	13,52	14,71
<b>T Int</b> (°C)	20	20	20	20	20	20
$\Delta = T_{\text{ext}} - T_{\text{Int}}$	4,46	8,47	10	8,65	6,48	5,29

**Tableau3.3 : Besoin en température**

$$B = G \cdot V_h \cdot \Delta T \cdot 24 \cdot n / 1000 = \dot{m} \cdot Z \cdot P_{Cl} \quad (4.7)$$

	NOV	DEC	JAN	FEV	MARS	AVR
<b>B(kW/mois)</b>	1167,56	2217,32	2617,85	2264,44	1696,36	1384,84

**Tableau 3.4 : Besoin en chauffage**

#### 3-2-1 Calcul des besoins nets mensuels de chauffage de la maison

$$B_{\text{net}} = B - \sum \text{Apporte interne} \quad (4.8)$$

	NOV	DEC	JAN	FEV	MARS	AVR
<b>A<sub>0</sub></b>	336,96	348,19	314,49	348,19	348,19	336,96
<b>A<sup>e</sup></b>	61,80	63,86	63,86	57,68	63,86	61,80
<b>A = A<sub>0</sub> + A<sup>e</sup></b> <b>A</b>	398,76	412,05	412,05	372,17	412,05	398,76
<b>B<sub>net</sub> = B - A</b> <b>B<sub>net</sub></b>	768,78	1805,27	2205,8	1892,27	1284,31	986,08

**Tableau 3.5 : Besoin nets mensuels de chauffage de la maison**

- **Température à admettre dans les locaux**

- Salle a mangé : 20°C.
- Chambre : 18 °c.
- Buanderie : 15 °c.
- Bureau : 18 °c.
- Salle de bain : 20 à 22 °c.

Volume du local en m <sup>3</sup>	Renouvellement d'air
0 < V < 100	1 v/h
100 < V < 500	0.75 v/h
500 < V < 1000	0.5 v/h

- Tableau 3.6 : Volume du local

### 3-3 Conditionnement d'hiver

En souhaite conditionner cette habitation dont les déperditions (hiver) sont de 8360kj/ h, pour assurer une température de 18°C et de 70 % d'humidité à l'intérieur pour 0°C et 60% d'humidité à l'extérieur. Dans cette habitation, les machines, l'éclairage est produisent d'une part 2090kj/ h de chaleur et d'autre part 325g/h de vapeur d'eau.

De plus la quantité d'air minimale à renouveler (air neuf) est de 1296m<sup>3</sup>/h.

#### 3-3-1 Détermination des caractéristiques de l'air soufflé

La droite  $\delta$  caractérise l'évolution des caractéristique de l'air soufflé, nous reportons la pente  $\delta$  en traçant une parallèle passant par le point « A » du diagramme .qui schématise les caractéristique de l'air dans la salle.

$$S = \begin{cases} T_s = 27^\circ \text{ c.} \\ \varphi = 39\% \\ I_s = 49 \text{ kj/kg a.s} \end{cases}$$

Pour le diagramme les caractéristiques de l'air soufflé schématisé dans le diagramme par le point S, on peut : soit fixer le débit total, soit la température  $T_s$  du soufflage, en générale en se fixe la température de soufflage.

$$Q_{\text{nette}} = \dot{m}q_s(h_s - h_A) = \dot{m}q_s.c_p(T_s - T_A). \quad (4.9)$$

En prend  $T_s = 27^\circ \text{ c.}$

Le point S se détermine en prenant l'intersection de la parallèle a  $\delta$  passant par « A » et de l'horizon  $T_s = 27^\circ \text{ c.}$  On obtient ainsi le point S.

On lisant sur le diagramme on obtient  $\varphi = 39\%$  et  $X_s = 0,0085 \text{ kg d'eau /kg air sec.}$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} h_s = 49 \text{ kJ/kg a.s} \\ h_A = 42 \text{ kJ/kg a.s} \end{array} \right.$$

$$X_A = 0,009 \text{ kg/kg a.s}$$

$$q_s = \frac{15000}{49-42} = 2144 \text{ kg/h} \quad \text{c'est le débit d'air soufflé.}$$

### 3-3-2 Détermination des caractéristiques du mélange

Le mélange M entre l'air repris (point A) et l'air extérieur (point E) :

- Air repris :  $\left\{ \begin{array}{l} T_A = 18 \text{ }^\circ\text{C} \\ \varphi_A = 70\% \\ X_A = 0.009 \\ h_A = 42 \text{ kJ /kg a.s} \end{array} \right.$

- Air Extérieur  $\left\{ \begin{array}{l} T_E = 0 \text{ }^\circ\text{C} \\ \varphi_E = 60\% \end{array} \right.$

- Le débit soufflé = débit d'air repris  $q_A$  + débit d'air neuf  $q_E$

$$q_s = q_A + q_E$$

$$q_s = 2134 \text{ (kg/h)} \quad (4.10).$$

Le débit volumique de l'extérieur :  $V_E = 400 \text{ m}^3/\text{h}$ .

$$V_{1+x} = (287 + 462 \cdot (0.009)) \cdot \frac{273+18}{101325}$$

$$V_{1+x} = 0,836 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Le débit massique renouvelé de l'intérieur :

$$V_E = 1296 \text{ (m}^3/\text{h)}.$$

$$q_E = (\text{kg/h}). \quad \Longrightarrow \quad q_E = \frac{V_E}{V_{1+x}} \cdot \quad (4.11)$$

$$q_E = \frac{1296}{0.836} = 1550 \text{ kg/h}.$$

D'où en peut déduire de (\*) le débit repris  $m_A / m_E$

$$q_A = q_S - q_E$$

$$q_A = 2144 - 1550 \quad \Longrightarrow \quad q_A = 594 \text{ kg/h.}$$

$$\frac{q_A}{q_E} = \frac{m_E}{m_A} \quad (4.12)$$

$$\frac{m_A}{m_E} = \frac{\text{débit d'air repris à l'extérieur}}{\text{débit d'air repris dans l'intérieur}} = \frac{q_E}{q_A} = \frac{1550}{594} = 2,61$$

On mesure sur le diagramme la distance EA qui est égale à 7,7cm, d'où

$$\frac{m_E + m_A}{m_E} = 1 + \frac{m_A}{m_E} = 1 + 2,61$$

D'autre part :  $m_E + m_A = EA = 7.7 \text{ cm.}$

$m_E = 2.13 \text{ cm} \quad \Longrightarrow \quad \text{A partir du graphe} \quad \Longrightarrow$

$$3,61 = \frac{EA}{m_E} = \frac{7.7}{m_E}$$

$$T_M = 5.1 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$M \quad \varphi_M = 79 \text{ \%}$$

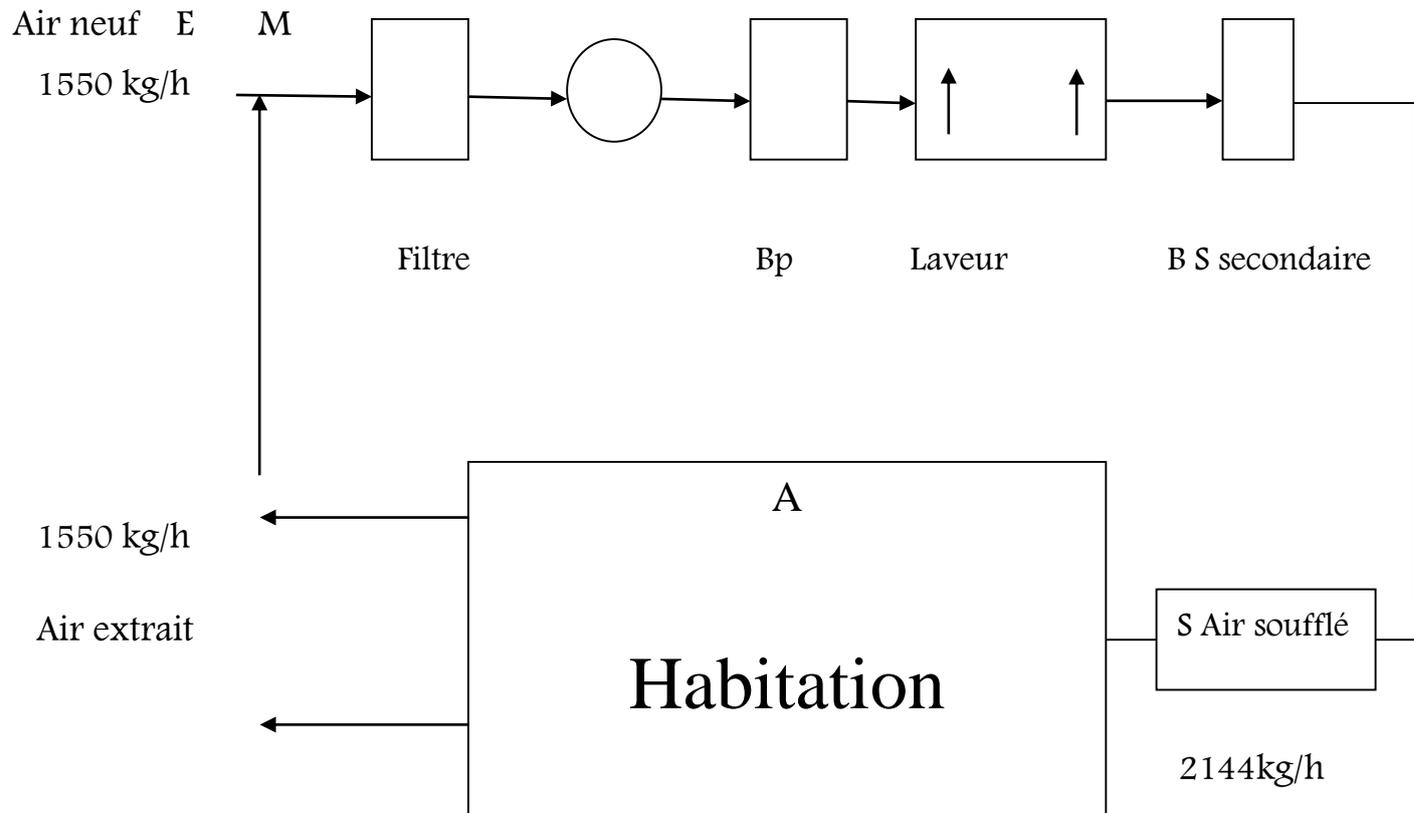
$$X_M = 4.2 \text{ g/kg d'air sec.}$$

$$h_M = 15.05 \text{ kJ/kg a.s}$$

### 3-3-3 Traitement de l'air : (voir Figure 3.3)

Le traitement d'air consiste à ramener l'air ayant les caractéristiques du mélange (point M) au caractère du point de soufflage (point S).

Pour passer du point « M » au point « S » on doit procéder comme suite :



**Figure 3.3 Installation de la centrale de traitement d'air (Hiver)**

- 1) En effectue un chauffage jusqu'au point B dans la batterie de réchauffage (B.P) a  $x=cst$ .
  - 2) En humidifie en suite l'air a une enthalpie constante jusqu'au point de saturation  $\varphi = 100\%$  mais en pratique la sortie de l'air humidifier se rapproche a  $\varphi = 95\%$ .
- Le point B se détermine par l'intersection de la droite  $x_m = x_B = cst$  et la droite de l'isenthalpie  $.h_c = h_B$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} T_B = 14 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Phi_B = 41\% \cdot \varphi_C = 95\% \\ X_B = X_M = 4.2 \text{ g/kg a.s} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} T_c = 8.4 \text{ }^\circ\text{C} \\ C X_c = 8.5 \text{ g/kg a.s} \end{array} \right.$$

$$H_B = h_C = 24 \text{ kJ/kg a.s}$$

$$h_C = 24 \text{ kJ/kg a.s}$$

### 3-3-4 Caractéristiques des appareils

- **La batterie**

- batterie primaire :

$$Q_{\text{nette}} = q_s \cdot (h_B - h_M) \quad (4.13)$$

$$Q_{\text{nette}} = 2144 \cdot (24 - 15.05)$$

$$Q_{\text{nette}} = 19190 \text{ kJ/h.}$$

- Batterie secondaire :

$$Q_{\text{nette}} = \dot{m}_s \cdot (h_S - h_C) \quad (4.14)$$

$$Q_{\text{nette}} = 2144 \cdot (49 - 24)$$

$$Q_{\text{nette}} = 2119 \text{ kJ/h.}$$

- Humidificateur :

$$\dot{m}_e = 1550 (0.0085 - 0.0042) = q_e (x_c - x_b)$$

$$\dot{m}_e = 6.6 \text{ kg/h}$$

- Ventilateur :

$$V(1+x) = (287 + 462 \cdot 0.0042) \frac{287}{101325} \quad (4.15)$$

$$V(1+x) = 0.818 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_m = 1296 \cdot 0.818$$

$$V_m = 1060 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 3-3-5 Calcul et dimensionnement de la batterie chaude

La batterie chaude dans une installation classique est généralement une chaudière. Pour l'installation à voie solaire cette batterie chaude est le capteur solaire. On utilise dans cette étude un capteur solaire plan à eau.

#### 3-3-5-1 Calcul de la conductance vers l'avant

On choisit une émittance de l'absorbeur-vitrage 25mm, pour le verre l'émittance est égale à 0.88. La température moyenne de l'absorbeur  $T_a = 100^\circ\text{C}$  contre une température ambiante  $T = 10^\circ\text{C}$ . Le capteur solaire est incliné d'un angle de  $45^\circ$ . Le coefficient de transfert de chaleur due au vent  $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{c})$  [1].

L'expression de la conductance vers l'avant est donné par :

$$U_t = \left( \frac{1}{h_{c,pc}} + \frac{1}{h_w + h_{rc-a}} \right)^{-1} \quad (4.16)$$

Or

$$h_{r,p-c} = \frac{\varepsilon(T_p^2 + T_c^2)(t_p + t_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (4.17)$$

$h_{r,p-c}$  : le coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la couverture vitrée. Et

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_c \varepsilon (T_c^2 + T_s^2) (t_c + t_s) \quad (4.18)$$

$h_{r,c-a}$  : le coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et la voûte céleste.

$$F = u_t (T_p - T_a) = (T_p - T_c) (h_{r,p-c} + h_{r,c-a}) \quad (4.19)$$

$$U_t (T_p - T_a) / (h_{r,p-c} + h_{r,c-a}) = (T_p - T_c) \quad (4.20)$$

$$T_c = T_p - \frac{u_t (T_p - T_a)}{(h_{r,p-c} + h_{r,c-a})} \quad (4.21)$$

On estime une valeur de  $T_c$  comprise entre  $T_a < T_c < T_p$  on calcul  $h_{r,p-c}$  et  $h_{r,c-a}$  et par la suite on calcul  $u_t$ , à partir des valeurs on estime à nouveau la valeur de  $T_c$  on arrête les itérations si la différence est petite.

On estime  $T_s = T_a = 10^\circ\text{C}$

Et que  $T_c = 35^\circ\text{C}$

$$D'où h_{r,p-c} = \frac{5.67 \cdot 10^{-8} ((373)^2 + (308)^2 (273 + 308))}{\frac{1}{0.95} + \frac{1}{0.88} - 1}$$

$$h_{r,p-c} = 7.6 \text{ w/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{r,c-a} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.88 ((308)^2 + (283)^2) (308 + 283)$$

$$h_{r,c-a} = 5.16 \text{ w/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Pour calculer le coefficient de convection entre le vitrage et l'absorbeur, on détermine la température de couverture  $T_c$

Propriété de l'air :  $T = 67.5^\circ\text{C} \rightarrow \nu = 1.96 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $\lambda = 0.0293 \text{ w/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T = 340.5 \text{ K}$

$$P_r = 0.7$$

Le nombre de Raylet est le nombre de Nusselt sont donnés par [7]

$$\text{On calcule le } R_a = \frac{9.81(100 - 35)(0.025)^3(0.7)}{340.5(1.96 \cdot 10^{-5})^2}$$

$$R_a = 5.33 \cdot 10^4$$

$$N_u = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{17085(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos\beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos\beta} \right] + \left[ \left( \frac{Ra \cos\beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (4.22)$$

$$N_u = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{17085(\sin 1.845)^{1.6}}{Ra \cos 45} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{5.33 \cdot 10^4 \cos 45} \right] + \left[ \left( \frac{5.33 \cdot 10^4 \cos 45}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]$$

$$N_u = 3.19$$

$$H = n \cdot \frac{\lambda}{L} = 3.19 \cdot \frac{0.0293}{0.025} \rightarrow h = 3.73 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

$$D'où U_t = \left( \frac{1}{3.73 + 7.6} + \frac{1}{5.16 + 10} \right)^{-1}$$

$$U_t = 6.49 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

$$\text{On calcul à nouveau } T_c = 100 - \frac{6.49(90)}{3.73 + 7.6}$$

$$T_c = 48.5^\circ\text{c}$$

On calcul par la suite de la même façon que précédemment :

$$h_{r,p-c} = 8.03 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

$$h_{r,c-a} = 5.53 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

$$h_{c,p-c} = 3.52 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

$$\text{Ce qui nous donne : } U_t = 6.62 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

La conductance globale, en plus de la conductance vers l'avant, doit contenir la conductance vers l'arrière et la conductance latérale. Ces deux derniers étant très inférieurs la conductance vers l'avant. On peut estimer donc une conductance thermique globale de l'ordre de 8 W/ (m<sup>2</sup> C)

$$\text{On calcul à nouveau } T_c = 48.4^\circ\text{c}$$

### 3-3-5-2 Calcul de l'efficacité du capteur

On prend une distance entre deux tubes consécutifs 150 mm et un diamètre intérieur de tube 10mm. L'épaisseur de la plaque absorbante est de l'ordre de 0.5mm et une conductivité thermique de 385 W/ (m/C). Le coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur des tubes est égale à 300 W/ (m<sup>2</sup> C). L'efficacité de l'ailette « F » est donnée par :

$$F = \frac{th\left(m\left(\frac{w-d}{2}\right)\right)}{m\left(\frac{w-d}{2}\right)} \quad (4.23)$$

Le paramètre m est donné par:

$$m = \left(\frac{U}{\lambda \vartheta}\right)^{1/2} \quad (4.24)$$

$$m = \left(\frac{8}{385 * 5 \cdot 10^{-4}}\right)^{1/2} \quad (4.25)$$

$$m = 6.45$$

$$F = \frac{\frac{1}{8}}{8[0.01 + (0.15 - 0.01)0.937]} + \frac{1}{\pi(0.01)300} F = 0.841$$

### 3-3-5-3 Détermination du nombre des capteurs solaires

Afin d'obtenir une puissance thermique utile de 62700 w calculer précédemment.

On dispose de capteurs ayant une surface de 2m<sup>2</sup> chacun.

Pour une irradiation solaire moyenne  $I_c = 800 \text{ w/m}^2$ , est une température de l'eau à l'entrée du capteur  $T_e = 50^\circ\text{C}$ , et un débit d'eau  $B = 0.021 \text{ kg/m}^2\text{s}$  le facteur de conversion du capteur Fr est donné par :

$$Fr = \frac{G \cdot Cp}{U} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{UF}{GCp}\right) \right] \quad (4.26)$$

$$= \frac{0.021}{8} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{8 * 0.88}{0.021 * 4188}\right) \right]$$

$$Fr = 10.99[1 - \exp(-0.800664)]$$

$$Fr = 0.845$$

Soit  $Q_{ul}$  : la puissance utile fournie par un seul capteur ayant une surface de

$$Q_{ul} = A_c \cdot Fr [I_c \cdot \tilde{\eta} - U(T_e - T_a)] \quad (4.27)$$

$$= 0.845[800 \cdot 0.84 - 8(50 - 10)]$$

$$Q_{ul} = 594.88 \text{ w}$$

$$N = \frac{19190}{594.88} \quad N = 32.25$$

On prend donc 33 capteurs ayant chacun une surface de 2 m<sup>2</sup> soit une surface de captage de 66 m<sup>2</sup>.

### 3-4 Conditionnement d'été

On veut climatiser la même habitation pour une climatisation ont été .pour cela, on suppose que les apports calorifique par les parois et par rayonnement solaire soit de 6696Kj/h .les machines, l'éclairage et les personnes apportent 6270Kj/h .La quantité de vapeur d'eau produite à l'intérieure de la salle = 325g/h. On admet un débit de renouvellement de 1296 m<sup>3</sup>/h

$$A \left\{ \begin{array}{l} T_A = 24^\circ\text{c} \\ \varphi_A = 70 \end{array} \right. \quad E \left\{ \begin{array}{l} \varphi_E = 60 \\ T_E = 30^\circ\text{c} \end{array} \right.$$

#### 3-4-1 Détermination des caractéristiques de l'air soufflé

$$Q_{\text{net}} = 6696 + 6270 = 12966 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta x = 0.325 \text{ kg/h}$$

$$\delta = \frac{Q_{\text{net}}}{\Delta x} = \frac{+12966}{+0.325} \quad (4.28)$$

$$\delta = +3989.54 \text{ kJ/kg}$$

Pour déterminer le point de soufflage, on fixe soit le débit de soufflage ou bien la température de soufflage à  $t_s = 20^\circ\text{c}$  on obtient :

$$T_s = 20^\circ\text{c}.$$

$$S \quad \varphi_s = 88\%.$$

$$X_s = 0,0128 \text{ kg/kg A.S. (voire la figure 4.7)}$$

Débit d'air de soufflage

$$Q_{\text{net}} = m_s (h_a - h_s) \quad (4.29)$$

$$q_s = \frac{Q_{\text{net}}}{h_a - h_s} \quad (4.30)$$

$$= \frac{12966}{57 - 52.4}$$

$$\Rightarrow q_s = 2818.7 \text{ kg/h.}$$

$$q_s = m_A + m_E \quad (4.31)$$

D'autre part  $q_s = 2818.7 \text{ kg/h}$  (calculé précédemment)

$$V_E = 1296 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$\text{Air dans la salle : } V_{1+x} = (287 + 462.0, 013) \frac{297}{101325}$$

$$V_{1+x} = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg air} \quad \text{dans la salle}$$

$$\Rightarrow q_E = \frac{1296}{0,86} \Rightarrow q_E = 150.6 \text{ kg/h}$$

$$D'où \quad q_a = q_s - q_e = 2818.7 - 150.6 \quad q_a = 2668.1 \text{ kg/h.}$$

### 3-4-2 Détermination des caractéristiques du mélange (point M)

$$\frac{q_A}{q_E} = \frac{m_E}{m_A} \quad (4.32)$$

On mesure sur le diagramme la distance EA qui est égale à 2.8cm, d'où

$$\begin{aligned} \frac{m_E + m_A}{m_E} &= 1 + \frac{m_A}{m_E} = 1 + 0.05 \\ &= 1,05 = \frac{EA}{ME} = \frac{2.8}{ME} \end{aligned}$$

D'autre part :  $m_E + m_A = EA = 2.8 \text{ cm.}$

$$T_M = 24.3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\begin{aligned} ME = 2.66 \text{ cm} \quad \text{à partir du graphe} \quad M = \quad \varphi_M &= 70 \%. \\ X_M &= 13.5 \text{ /kg d'air sec.} \\ h_M &= 58 \text{ kJ/kg a.s} \end{aligned}$$

### 3-4-3 Traitement de l'air (voire la figure 3.4).

Le traitement d'air consiste à ramener l'air ayant les caractéristiques du mélange (point M) aux caractéristiques du point de soufflage (point S).

Pour passer du point « M » au point « S » on doit procéder comme suit :

On effectue un refroidissement jusqu'au point B (qui représente la sortie de la batterie froide) dans la batterie froide. Le point B est déterminé comme suit :

Le point B se détermine par l'intersection de la droite  $x_s = x_B = \text{cst}$ , on humidifie ensuite l'air jusqu'au point de saturation  $\varphi = 100\%$ . En pratique la sortie de l'air humidifié se rapproche à  $\varphi = 95 \%$

$$B \left\{ \begin{array}{l} T_B = 17.8 \text{ }^\circ\text{C.} \\ \varphi_B = 95\%. \\ X_B = X_s = 12.8 \text{ g/kg a.s} \\ h_B = 50 \text{ kJ/kg a.s} \end{array} \right.$$

### 3-4-4 Caractéristiques des appareils

- Les batteries :
  - batterie primaire (batterie froide) :

$$\begin{aligned} Q_{\text{nette}} &= q_s \cdot (h_M - h_B) & (4.34) \\ &= 2818,7 \cdot (58 - 50) \end{aligned}$$

$$Q_{\text{nette}} = 22549,6 \text{ kJ/h.}$$

- Batterie secondaire (batterie chaude) :

$$\begin{aligned} Q_{\text{nette}} &= q_s \cdot (h_S - h_B) & (4.35) \\ &= 2818,7 \cdot (52,4 - 50) \end{aligned}$$

$$Q_{\text{nette}} = 6764,9 \text{ KJ / h.}$$

- Humidificateur :

$$\begin{aligned} m_e &= q_e (x_M - x_B) & (4.36) \\ &= 150,6 (0,0135 - 0,0128) \end{aligned}$$

$$m_e = 0,105 \text{ kg /h}$$

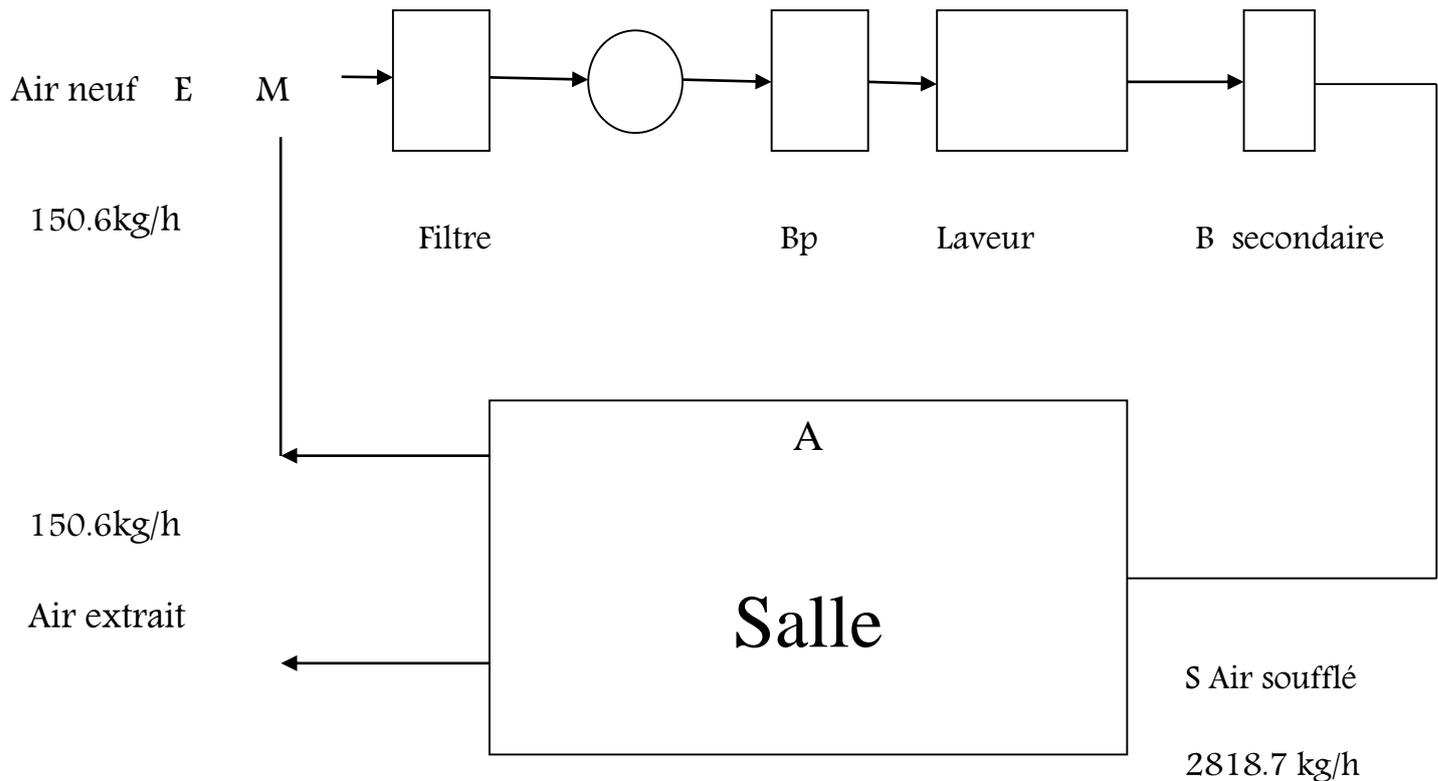
- Ventilateur :

$$V(1+x) = (287 + 462 \cdot 0,013) \frac{297}{101325}$$

$$V(1+x) = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\begin{aligned} V_m &= V_e \cdot V(1+x) & (4.37) \\ &= 129,6 \cdot 0,86 \end{aligned}$$

$$V_m = 111,5 \text{ m}^3/\text{h}$$



**Figure 3.4 Installation de la centrale de traitement d'air (Eté)**

### 3-4-5 Calcul et dimensionnement de la batterie froide

La batterie froide dans une installation classique est généralement une installation frigorifique classique. Pour l'installation à voie solaire cette batterie froide est une installation de réfrigération à absorption ou le capteur solaire présente la source froide.

#### 3-4-5-1 Fonctionnement de la machine à absorption

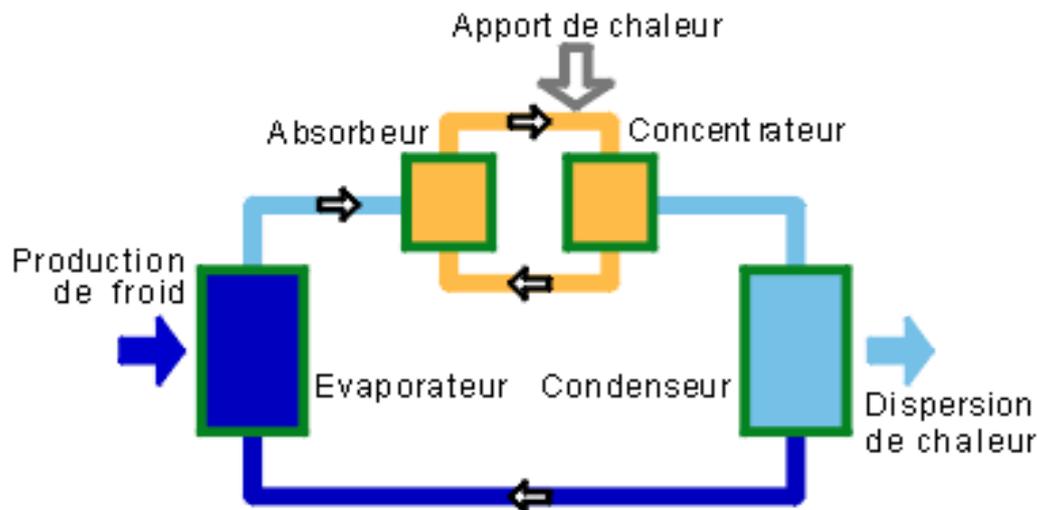
Le principe de base du fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption a base solaire reste le même que celui d'une machine à « compression mécanique »

- Circulation d'un fluide frigorigène
- Evaporation du fluide avec production de froid
- Compression du fluide demandant un apport d'énergie
- Condensation du fluide avec production de chaleur

La différence réside dans ce qui suit :

- Le moyen de comprimer le fluide :

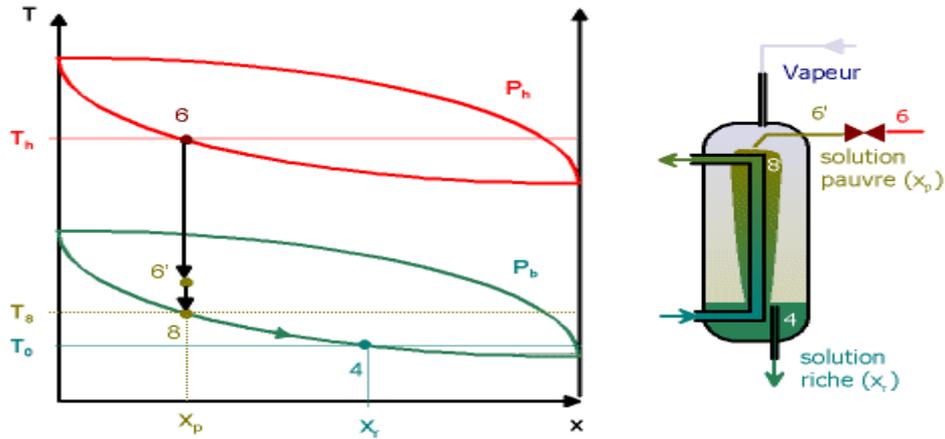
- Mécanique dans le cas d'une machine traditionnelle
- Thermochimique dans le cas d'une machine à absorption
  - L'énergie utilisée pour cette compression :
- Electrique dans le cas d'une machine traditionnelle
- Calorifique dans le cas de la machine à absorption



**Figure 3.5 : Machine frigorifique à absorption**

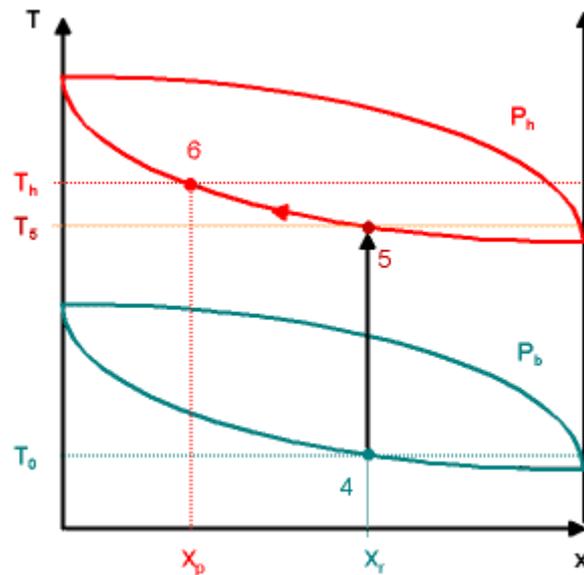
- **Température à l'entrée du désorbeur**

La température reçoit la solution riche issue de l'absorbeur, après que celle-ci ait traversé la pompe. Si l'on suppose que la pression est isotherme, le liquide sera sous-refroidi et ne peut pas donc être représenté sur le diagramme d'Oldman, qui ne représente que des états d'équilibres liquide/vapeur. par contre le titre du point4. A son entrée dans l'absorbeur, le liquide sera donc tout d'abord réchauffé jusqu'à la température  $T_5$ , donnée par l'intersection de l'iso titre  $x_r$  et de l'isobare  $p_h$ . la désorption commencera alors au point 5 ainsi définit dans la figure



**Figure 3.6 : Détente et refroidissement de la solution pauvre**

En sortie de détendeur (6'), une partie de la solution s'est vaporisée .le refroidissement provoque la recombinaison de cette vapeur avec la solution (6'-8) puis, l'absorption proprement dite (8-4) de vapeur provient de l'évaporateur et donc l'enrichissement de la solution.



**Figure 3.7 : Pressurisation et chauffage de la solution**

Si la compression est isotherme, le point représentatif de la solution en sortie de la pompe est confondu avec 4 : le liquide est sous refroidi. Dans le débourbeur il est tout d'abord réchauffer jusqu'à  $t_5$  à titre constant. la désorption de vapeur peut

alors commencer, et la solution s'appauvrit en ammoniac, qui sera condensé dans le condenseur.

- **Points caractéristiques du cycle de la solution**

Le relevé du diagramme d'Oldham permet de connaître les propriétés p, Tx de chaque point caractéristique du cycle.

point	1	2	3	4	5	6	7	8
T° c	25	-33	-33	25	97	120	97	46
P (bars)	10	1	1	1	10	10	10	1
X (%NH3)	95	95	95	32	32	22	95	22

**Tableau 3.7 Propriété des points issus du diagramme d'Oldham**

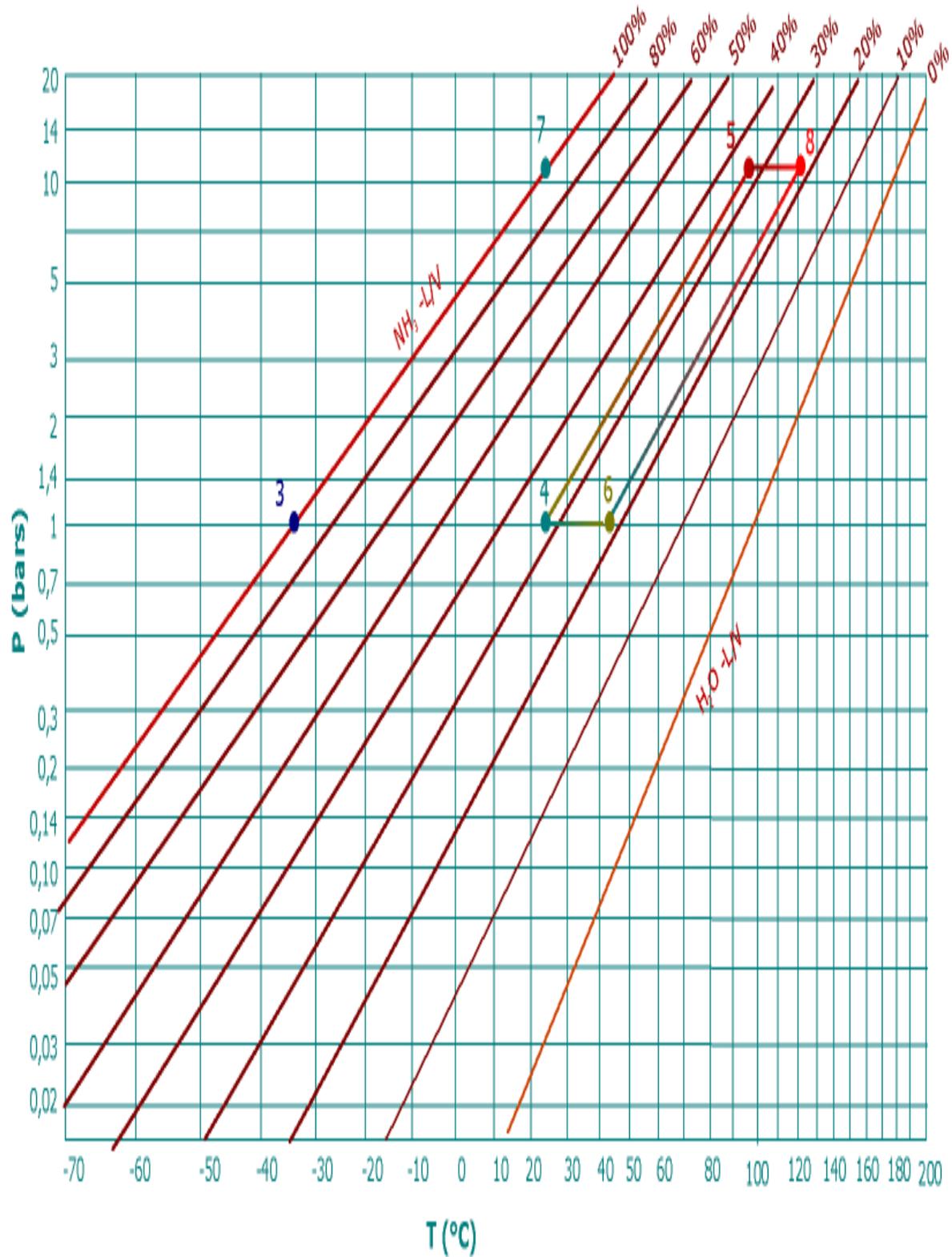


Figure 3.8 Diagramme de Oldham-couple NH<sub>3</sub> /H<sub>2</sub>O

- **Diagramme de Merkel**

Ce diagramme permet une étude complète de la machine a absorption car, en plus des renseignements donnés par le

diagramme de Oldham renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorba). C'est un diagramme  $x, h$  paramètre en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution. Le diagramme de Merkel pour le couple ammoniac/eau.

- **Trace du cycle.**

Solution liquide :

Le trace du cycle de la solution liquide est immédiat il suffit de reporter les points 4, 5, 6 et 8 définis précédemment (tableau 1).

Circuit frigorifère :

**a) Sortie désorbeur (point 7)**

On suppose que les vapeurs issues du bouilleur sont en équilibre avec la solution liquide au point 5. Cette condition peut être réalisée en utilisant un désorbeur film ruisselant, avec circulation de liquide et de vapeur à contrecourant. Le point 7 est à l'intersection de l'isotherme de vapeur humide issue de 5, à  $P_h$ . On peut remarquer ici que les vapeurs contiennent une fraction d'eau, le titre de vapeur étant égale à 0,94. Il faut donc rectifier cette vapeur, c'est-à-dire purifier la vapeur d'ammoniac. Le désorbeur est donc associé à un rectifieur. Il s'agit soit d'un échangeur supplémentaire qui refroidit le mélange vapeur  $H_2O/NH_3$ , soit d'une colonne de rectification. Dans les deux cas, on obtient une vapeur d'ammoniac quasiment pure. Point 7'' :  $x=0,999$  en sortie et un reflux de liquide riche en eau 7'' (figure 15). Les méthodes de rectification relèvent du génie chimique et sortent du cadre de ce cours. On retiendra que le reflux liquide 7'' (riche en eau) contribue à augmenter la chaleur de désorption puisqu'il est introduit dans le désorbeur à une température  $T_{7''}$  inférieure à  $T_7$  et dont le titre est différent de  $x_6$  : le diagramme de Merkel montre que l'enthalpie de 7'' (qui est égale à 5 si on suppose un état d'équilibre au pied du rectifieur) est nettement inférieure à celle de 6, correspondant à la sortie liquide du désorbeur.

**b) Condenseur (7'' → 1)**

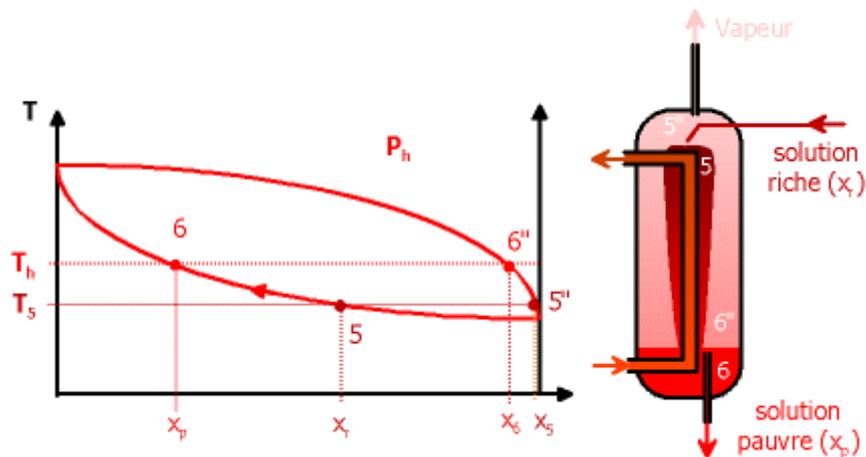
Il y a condensation des vapeurs à titre constant. Le point 1 peut être tracé en prolongeant l'iso titre  $x=1$  (verticale) jusqu'à la pression  $P_h=10$  bars correspondant à la saturation de l'ammoniac liquide saturé. On remarquera que la température obtenue est la même que celle prise en compte pour l'analyse du cycle sur le diagramme d'Oldham : la température de condensation est égale à  $T_{sar}$  (10 bars).

**c) Détente (1 → 2)**

La détente étant isenthalpique et le titre global du mélange n'ayant pas changé, le point 2 est confondu avec le point I. Par contre, la pression étant maintenant égale à  $P_b$ , le diagramme de Merkel montre que le point 2 est dans la zone diphasique. La température de fin de détente correspond, comme pour une machine à compression de vapeur, à la température de saturation de l'ammoniac pour la pression  $P_b$  1 bars, c'est à dire  $T_2 = 240\text{K} = -33^\circ\text{C}$ .

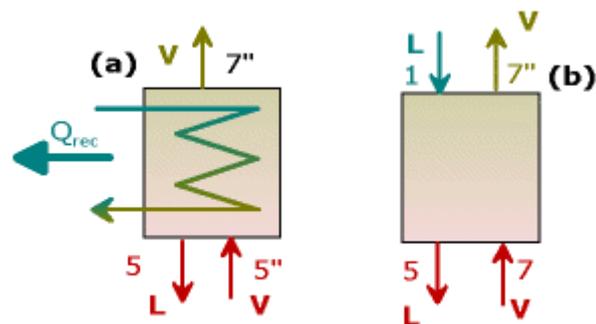
#### d) Evaporateur (2 → 3)

L'évaporateur reçoit un mélange liquide/vapeur d'ammoniac pur à la température  $T_2 = -33^\circ\text{C}$ . Comme pour le diagramme de Mollier, le titre peut être déterminé par la règle des leviers. Le point 3 (vapeur d'ammoniac saturée) se situe sur l'iso titre  $x_1 = 1$  et l'isobare vapeur  $P_b = 1$  bars.



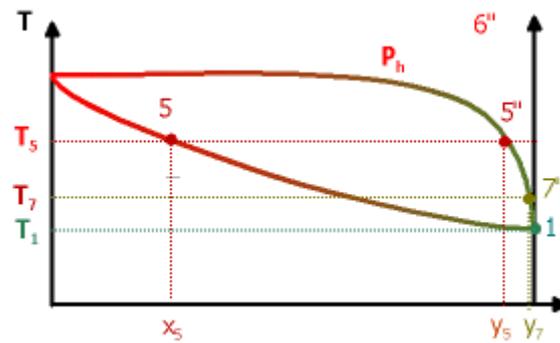
**Figure 3.9 Désorbeur à film ruisselant**

La vapeur circule à contre-courant du liquide.



**Figure 3.10 : Rectification de la vapeur. (a) : par échangeur vapeur/eau, (b) : par colonne de rectification.**

Dans ce dernier cas, on introduit en tête de colonne un débit de liquide saturé provenant du condenseur. En général, ce débit est négligeable devant le débit de vapeur (quelques %).



**Figure 3.11 Rectification de vapeur.**

Au cours du refroidissement, une partie de la vapeur est condensée. Le liquide obtenu (entre 5 et 7') est riche en eau, la vapeur (7'') riche en ammoniac.

- **Enthalpie des points caractéristiques**

Par rapport aux résultats issus du diagramme d'Oldman, les points relatifs au frigorigène sont modifiés. D'autre part, le diagramme de Merkel permet d'obtenir une meilleure précision en ce qui concerne les titres en ammoniac. On dresse donc un nouveau tableau donnant les propriétés P, T, x et h de tous les points caractéristiques. (Voir figure 4.18).

Point	1	2	3	4	5	6	7	7'	8
T° c	25	-33	-23	25	97	120	97	47	46
P bars	10	1	1	1	10	10	10	10	1
X (%NH <sub>3</sub> )	99.9	99.9	99.9	32	32	20	94	99.9	20
H (kj kg)	129	129	1314	-74	241	370	1527	1370	56

**Tableau 3.8 Propriété des points issus du diagramme de Merkel**



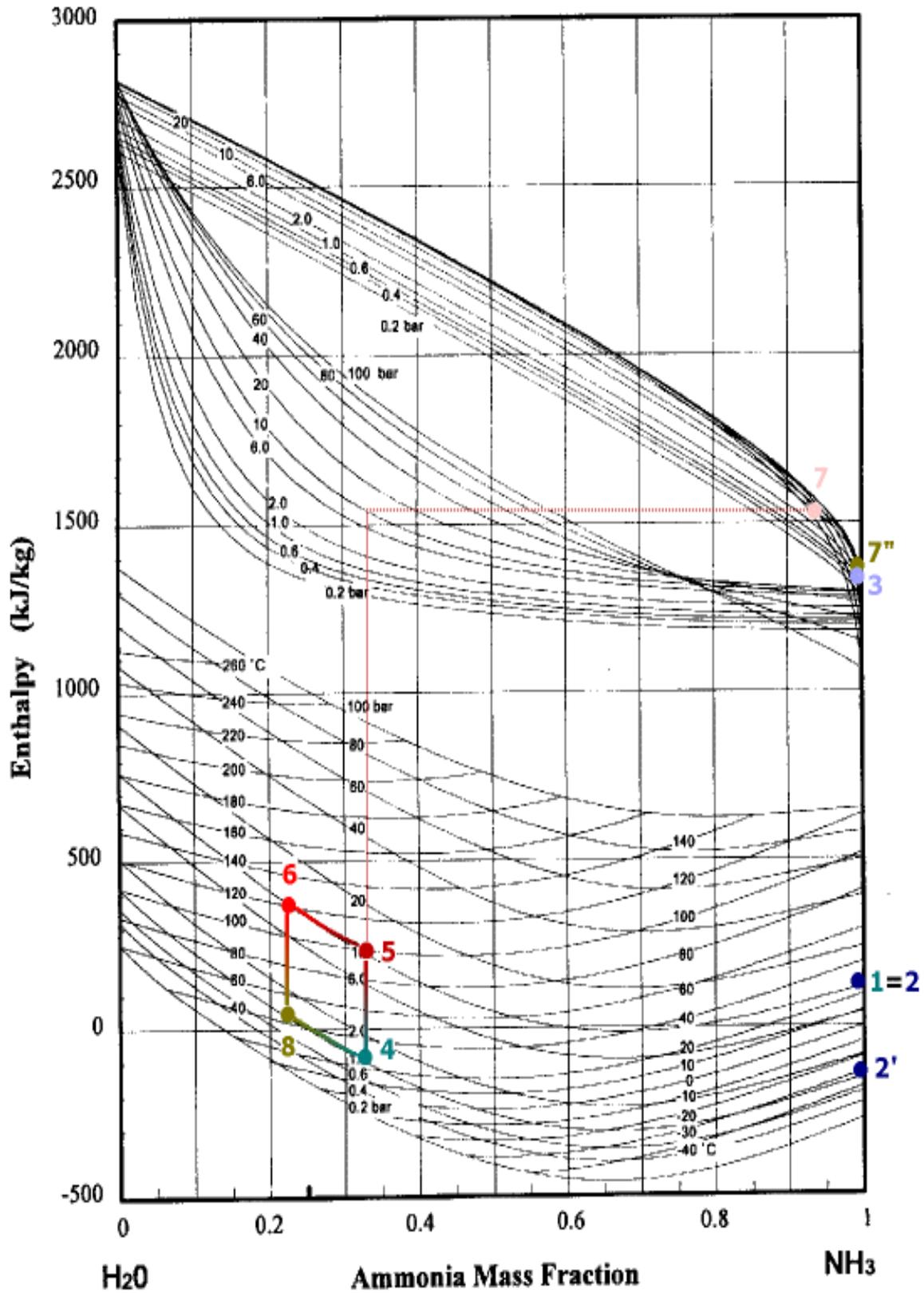


Figure 3.12 diagramme de Merkel

### 3-4-5-2 Estimation du coefficient de performance et de la puissance frigorifique

- **Bilan masse**

Soient  $\dot{m}$ ,  $\dot{r}$ ,  $\dot{p}$  et  $X_r$ ,  $X_p$  respectivement les débits-masse et titre massique du frigorigène, de la solution riche et de la solution pauvre. Au niveau de l'absorbeur, deux bilans-masse peuvent être effectués :

$$\begin{cases} \dot{m} + \dot{p} - \dot{r} = 0 & (\text{bilan globale}) \\ \dot{m} + \dot{p} \cdot X_p - \dot{r} \cdot X_r = 0 & (\text{bilan frigorigène}) \end{cases} \quad (4.38)$$

On peut éliminer  $\dot{p}$  de la deuxième équation en tirant sa valeur de la première :

$$\begin{cases} \dot{p} = \dot{r} - \dot{m} \\ \dot{m} \cdot (1 - X_p) + \dot{r}(X_p - X_r) = 0 \end{cases} \quad (4.39)$$

On en déduit une expression de  $\dot{r}$  et  $\dot{p}$  fonction de  $\dot{m}$  et des différents titres.

$$\begin{cases} \dot{r} = \dot{m} \cdot \frac{(1-X_p)}{(X_r-X_p)} \\ \dot{p} = \dot{m} \cdot \frac{(1-X_p)}{(X_r-X_p)} \end{cases} \quad (4.40)$$

- **Bilans enthalpiques :**

On effectue les bilans enthalpiques sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur. En négligeant le rectifieur, on obtient :

a) **Condenseur :**  $\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_7'')$  (4.41)

b) **Evaporateur :**  $\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$  (4.42)

c) **Désorbeur :**  $\dot{Q}_{des} = \dot{m} \cdot h_7 + \dot{p} h_6 - \dot{r} \cdot h_4'$  (4.43)

d) **Absorbeur :**  $\dot{Q}_{abs} = \dot{r} \cdot h_4 - \dot{p} h_6 - \dot{m} \cdot h_3$  (4.44)

e) **Pompe :**  $\dot{W} = \dot{r} \cdot (h_4' - h_4)$ , avec  $h_4' - h_4 = \int_R^{R1} v \cdot dp$  (4.45)

En utilisant les bilans enthalpiques a) à e) et les bilans masse, on trouve l'expression du coefficient de performance de la machine :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{des}} + \dot{W}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m} \cdot h_7 + \dot{p} h_6 - \dot{r} \cdot h_4' + \dot{r} \cdot (h_4' - h_4)} \quad (4.46) \\ &= \frac{\dot{m} \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m} \cdot \left( h_7'' + \frac{(1 - X_r)}{(X_r - X_p)} \cdot h_6 - \frac{(1 - X_p)}{(X_r - X_p)} h_4 \right)} \end{aligned}$$

Soit finalement :

$$\text{COP} = \frac{(h_3 - h_2)}{\left( h_7'' + \frac{(1 - X_r) \cdot h_6 - (1 - X_p) \cdot h_4}{(X_r - X_p)} \right)} \quad (4.47)$$

En reportant dans cette expression les valeurs issues du diagramme de Merkel, on trouve un COP de 0,26.

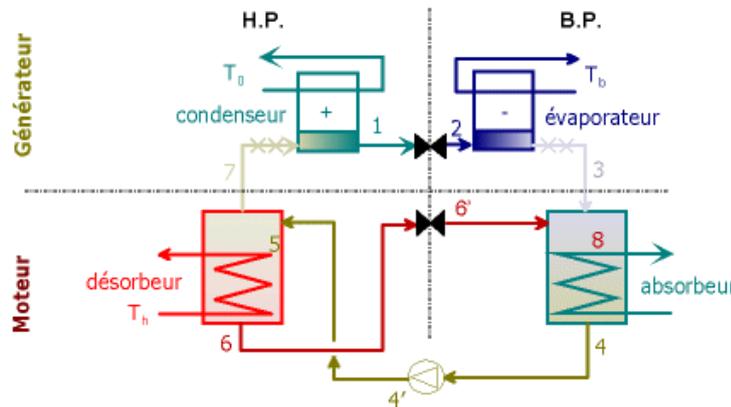


Figure 3.13 Machine à absorption avec échangeur interne

### Dimensionnement du capteur solaire

Calcul des pertes thermique du capteur

Nous allons calculer les pertes thermiques du capteur solaire en commençant avec les pertes vers l'avant en utilisant la méthode de KLEIN ; d'abord nous allons les

calculer avec un  $I_c$  de  $950\text{w/m}^2$  puis avec un  $I_c$  de valeur  $850\text{w/m}^2$  et faire une comparaison entre les deux.

$$U_t = \left[ \frac{N}{\frac{C}{T_{p,m}} \left[ \frac{T_{p,m} - T_a}{N + f} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{p,m} + T_a)(T_{p,m}^2 + T_a^2)}{(\xi_p + 0.00591 \cdot N \cdot h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.0133\xi_p}{\xi_g} - N}$$

### 6-1 LES PERTES VERS L'AVANT AVEC $I_c=950\text{W/M}^2$ :

Avec les paramètres suivant :

$$T_a = 33^\circ\text{c} + 273.15 = 306.15 \text{ K}$$

$$T_{p,m} = 117.8^\circ\text{c} + 273.15 = 390.95 \text{ K}$$

$$\beta = 34^\circ \text{ (l'inclinaison du capteur)}$$

$$\xi_p = 0.9 \text{ (émissivité de l'absorbeur)}$$

$$\xi_g = 0.88 \text{ (émissivité du vitrage)}$$

$h_w = 5.67 + 3.86 V$  avec  $V$  La vitesse moyenne du vent dans la journée et elle est estimée à  $0.0077\text{m/s}$ .

$$f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \xi_p) (1 + 0.07866 N) = 0.98$$

$$c = 520(1 - 0.000051 \beta^2) = 489.34$$

$$e = 0.43 \left( 1 - \frac{100}{T_{p,m}} \right) = 0.32$$

Avec ses résultats nous obtenons  $U_t = 5.690 \text{ w/m}^2\text{K}$

- **Les pertes vers l'avant avec  $I_c=850\text{w/m}^2$  :**

Tous les paramètres restent les même sauf  $e$  qui change parce que la température moyenne de l'absorbeur change, et  $e$  devient :

$$e = 0.43 \left( 1 - \frac{100}{T_{p,m}} \right) = 0.30 \quad \text{avec} \quad T_{p,m} = 100.17^\circ\text{c} + 273.15 = 373.32 \text{ K}$$

$$T_A = 33^\circ\text{C} + 273.15$$

Donc les pertes deviennent :  $U_t = 5.403 \text{ w/m}^2\text{K}$

- D'après les résultats obtenus des conductances thermiques (les pertes vers l'avant) par rapport à la variation de l'irradiation solaire, on constate que cette dernière varie peu.

On peut donc conclure que la conductance globale thermique du capteur est presque constante.

### III-6-2- LES PERTES VERS L'ARRIERE :

On utilise la méthode des résistances pour calculer les pertes vers l'arrière en utilisant la formule suivante :

$$U_b = \frac{1}{R_4} = \frac{\lambda}{L} \quad \text{Avec } L \text{ (épaisseur de l'isolant)}$$

Dans notre cas nous avons deux isolants dans le capteur le polyester et le bois, on calcule la résistance de chaque isolant seule puis on calcule la résistance équivalente :

$$R_b = \frac{e_b}{\lambda_b} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{0.14} = 0.0357 \text{ m}^2\text{c/w} \quad \text{avec } R_b \text{ (résistance du bois)}$$

$$R_p = \frac{e_p}{\lambda_p} = \frac{4 \cdot 10^{-2}}{0.039} = 1.025 \text{ m}^2\text{c/w} \quad \text{avec } R_p \text{ (résistance du polyester)}$$

$$R_{eq} = R_b + R_p = 0.0357 + 1.025 = 1.0607 \text{ m}^2\text{c/w}$$

Donc  $U_b$  deviennent :

$$U_b = \frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{1.0607} = 0.942 \text{ w/m}^2\text{c}$$

### 6-3 Les pertes vers les cotes

On utilise toujours la méthode des résistances pour calculer ces pertes et la fonction suivante nous permet de les calculés :

$$U_c = \left(\frac{\lambda}{L}\right) \frac{A_c}{A_l} = \frac{1}{R_{eq}} \left(\frac{A_c}{A_l}\right)$$

Avec :  $A_c$  (la surface du capteur) =  $1.60 \cdot 0.9 = 1.44 \text{ m}^2$

$A_l$  (la surface des côtés du capteur) =  $(1.6 \cdot 0.25) \cdot 2 + (0.9 \cdot 0.25) = 1.25 \text{ m}^2$

$$R_b = \frac{e_b}{\lambda_l} = \frac{0.01}{0.14} = 0.071 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

$$R_p = \frac{e_p}{\lambda_p} = \frac{0.05}{0.039} = 1.282 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

$$R_{eq} = R_b + R_p = 0.071 + 1.282 = 1.353 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

$$U_e = \frac{1}{R_{eq}} \left( \frac{A_c}{A_l} \right) = \frac{1}{1.353} \left( \frac{1.44}{1.25} \right) = \mathbf{0.851 \text{ W/m}^2\text{°C}}$$

## 7- Le rendement

On calcule le rendement à différentes irradiances solaires, pour un  $I_c = 950 \text{ W/m}^2$  et pour  $I_c = 850 \text{ W/m}^2$ .

$$\eta = \frac{Q_u}{I_c A_c}$$

En premier on commence par calculer la puissance utile  $Q_u$  :

$$Q_u = A_c [I_c \cdot \eta_o - U_t (T_{p,m} - T_a)]$$

- Pour  $I_c = 950 \text{ W/m}^2$  :

Le rendement optique :  $\eta_o = 0.84$

$$Q_u = 1.44 [950 \cdot 0.84 - 5.69 (117.8 - 33)] = \mathbf{454.30 \text{ W}}$$

$$\eta = \frac{454.30}{950 \cdot 1.44} = \mathbf{33.20\%}$$

- POUR  $I_c = 850 \text{ W/m}^2$  :

$$Q_u = 1.44 [850 \cdot 0.84 - 5.40 (100.17 - 32)] = \mathbf{502.94 \text{ W}}$$

$$H = \frac{502.94}{850 \cdot 1.44} = \mathbf{40.45\%}$$

D'après les deux valeurs du rendement calculé pour une irradiation solaire  $850 \text{ W/m}^2$  et  $950 \text{ W/m}^2$  respectivement, on constate que le rendement en  $850 \text{ W/m}^2$  est de 17.92% plus important que celle de la deuxième irradiation solaire.

Cela peut être expliqué comme suit :

L'expression de la puissance utile contient deux termes, le premier concerne l'apport de l'irradiation solaire en tenant compte du rendement optique, c'est-à-dire la puissance nette au niveau de l'absorbeur. Le deuxième terme concerne les déperditions globales du capteur solaire. Si on augmente l'irradiation solaire alors

la température de l'absorbeur augmente et par conséquent les pertes thermique du capteur augmentes et de ce fait, la puissance utile chute ce qui conduit à la chute du rendement du capteur.

## **8. Conclusion**

Nous avons procédé au dimensionnement d'une habitation dans le climat de Tlemcen qu'on a équipé d'un chauffage et d'une climatisation par voie solaire. Le dimensionnement du capteur solaire plan est le résultat d'un calcul préalable de différentes pertes et apports thermiques.

## Conclusion générale

L'objectif de ce travail est de faire un dimensionnement d'un capteur solaire plan dans le but de l'intégrer à un habitat.

Nous avons procédé au dimensionnement d'une habitation dans le climat de Tlemcen qu'on a équipé d'un chauffage et d'une climatisation par voie solaire. Le dimensionnement du capteur solaire plan est le résultat d'un calcul préalable de différentes pertes et apports thermiques.

Nous avons calculé les pertes thermiques du capteur solaire en commençant avec les pertes vers l'avant. Ces pertes sont calculées pour deux irradiances solaires :  $I_c=950\text{w/m}^2$  et  $I_c =850\text{w/m}^2$ .

D'après les résultats obtenus des conductances thermiques par rapport à la variation de l'irradiation solaire, on constate que cette dernière varie peu.

D'après les deux valeurs du rendement calculé pour une irradiation solaire  $850\text{w/m}^2$  (33.20%) et  $950\text{w/m}^2$  (40.45%) respectivement, on constate que ce rendement peut satisfaire les besoins en chauffage estimés dans ce travail.