

---

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE  
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR  
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

MEMOIRE  
PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME  
DE MAGISTER  
EN GENIE CLIMATIQUE

OPTION  
THERMIQUE DU BATIMENT ET REFRIGERATION

THEME

*CONTRIBUTION A L'ETUDE, LA SIMULATION ET  
L'ANALYSE DES POMPES A CHALEUR ASSISTEES  
PAR L'ENERGIE SOLAIRE*

PAR : BOULKAMH MOURAD

*Soutenu Le 02./08./2008*

Devant le de jury :

Président : M.BELHAMRI. A	Professeur.	Université de Mentouri Constantine
Rapporteur : M.GOMRI. R	M.C	Université de Mentouri Constantine
Examineurs : M.ROUABAH. M.S	M.C	Université de Mentouri Constantine
M.KHETIB. Y	M.C	Université de Mentouri Constantine

---

## TABLE DES MATIERES

<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
<b><i>CHAPITRE 1 : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE</i></b>	<b>4</b>
1-1 L'ENERGIE SOLAIRE	5
1.1.1 LE SOLEIL	5
1.1.2 STRUCTURE DU SOLEIL	5
1.1.2.1 LE CŒUR OU NOYAU	6
1.1.2.2 LA ZONE DE RADIATION	6
1.1.2.3 LA ZONE DE CONVECTION	6
1.1.2.4 LA PHOTOSPHERE	6
1.1.2.5 LA COURONNE SOLAIRE	6
1-2 L'ENERGIE SOLAIRE	8
1.2.1 ÉNERGIE SOLAIRE PHOTOVOLTAÏQUE	8
1.2.2 ÉNERGIE SOLAIRE THERMIQUE	8
1.2.3 LE RAYONNEMENT SOLAIRE	8
1.2.4 CARACTERISTIQUES SPECIFIQUES DE L'ENERGIE SOLAIRE	9
1.2.5 NOTION DE BASE SUR L'ENERGIE SOLAIRE	9
1.2.5.1 DONNEES ASTRONOMIQUES	9
1.2.5.2 PARAMETRE DE TEMPS SOLAIRE	11
1.2.5.3 CONSTANTE SOLAIRE « $G_{sc}$ »	13
1.2.5.4 L'ALBEDO « P »	13
1.2.5.5 RAYONNEMENT AU VOISINAGE DU SOL	14
1.2.5.6 RAYONNEMENT EXTRATERRESTRE ET INDICE DE CLARTE	14
1-3 CAPTEURS SOLAIRES	15
1.3.1 LES BASES DE CAPTATION	15
1.3.2 TYPES DE CAPTEURS SOLAIRES	15
1.3.3 CAPTEURS PLANS DE TYPES VITRES	16
1.3.3.1 DESCRIPTION DU CAPTEUR PLAN	17
1.3.3.2 PRINCIPES	19
1.3.3.3 AVANTAGES	20
1.3.4 PARAMETRES ET CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES	21
1.3.5 PARAMETRES DE PERFORMANCE DES CAPTEURS SOLAIRES	21
1-4 SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE	25
1.4.1 RUDIMENTS D'UN SYSTEME DE CHAUFFAGE SOLAIRE	26
1.4.2 SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE PASSIFS	27

1.4.3	SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE ACTIFS -----	27
1.4.4	SYSTEME DE CAPTEURS SOLAIRES -----	30
1.4.5	SYSTEME DE STOCKAGE -----	31
1.4.6	SYSTEME DE DISTRIBUTION : -----	32
1-5	POMPE A CHALEUR-----	33
1.5.1	QU'EST-CE QU'UNE POMPE A CHALEUR :-----	33
1.5.2	LES PHÉNOMÈNES DE TRANSFERT THERMIQUE -----	34
1.5.3	CYCLES DE FONCTIONNEMENT D'UNE PAC -----	35
1.5.3.1	LE SYSTEME A COMPRESSION : -----	36
1.5.3.2	LE CYCLE IDÉAL D'UNE POMPE À CHALEUR-----	36
1.5.3.3	BILAN DES ÉCHANGES DE CHALEUR ET DE TRAVAIL -----	39
1.5.3.4	LE COEFFICIENT DE PERFORMANCE THÉORIQUE D'UNE POMPE À CHALEUR-----	39
1.5.3.5	CYCLE RÉEL À COMPRESSION MÉCANIQUE DE VAPEUR LIQUÉFIABLE-----	43
1.5.3.6	COP D'UNE PAC RÉELLE À COMPRESSION MÉCANIQUE DE VAPEUR-----	47
1.5.3.7	LE COP GLOBAL -----	47
1.5.3.8	LE COEFFICIENT D'EXPLOITATION -----	48
1.5.3.9	LE RENDEMENT DE CYCLE-----	48

**CHAPITRE 2 : ANALYSE DU COUPLAGE**

	<b><i>CAPTEURS SOLAIRES POMPES À CHALEUR</i></b> -----	49
2-1	COUPLAGE POMPE À CHALEUR CAPTEUR SOLAIRE -----	50
2.1.1	RAISONS DU COUPLAGE-----	50
2.1.1.1	POUR LES POMPE A CHALEUR -----	50
2.1.1.2	POUR LE CHAUFFAGE SOLAIRE -----	53
2.2	OBJECTIF DU COUPLAGE-----	53
2.3	INTERET DU COUPLAGE -----	57
2.4	TRAVAUX SUR LES POMPES A CHALEURS ASSISTEES PAR L'ENERGIE SOLAIRE-----	57

**CHAPITRE 3 : MODLISATION SIMULATION DU SYSTEME PROPOSÉE** -- 64

3-1	DESCRIPTION DU MODEL PHYSIQUE ETUDIE-----	65
3.1.1	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT-----	65
3.1.1.1	SYSTEME SOLAIRE : -----	65
3.1.1.2	POMPE A CHALEUR :-----	66
3.1.1.3	SYSTEME DE DISTRIBUTION : -----	67
3-2	MODELISATION DU SYSTEME -----	67
3.2.1	SYSTEME SOLAIRE -----	67
3.2.1.1	SOUS SYSTEME DE CAPTAGE SOLAIRE-----	67

3.2.2	CALCUL DU RAYONNEMENT SOLAIRE :-----	68
3.2.2.1	RADIATIONS SOLAIRES HORAIRE-----	68
3.2.2.2	PREDICTION DU RAYONNEMENT GLOBAL HORAIRE HORIZONTAL « $\bar{I}$ » A PARTIR DU RAYONNEMENT GLOBAL QUOTIDIEN SUR L’HORIZONTALE « $\bar{H}$ »:-----	69
3.2.2.3	PREDICTION DU RAYONNEMENT DIFFUS HORAIRE HORIZONTAL « $\bar{I}_d$ » A PARTIR DU RAYONNEMENT DIFFUS QUOTIDIEN SUR L’HORIZONTALE « $\bar{H}_d$ »:-----	70
3.2.2.4	PREDICTION DE LA MOYENNE MENSUELLE DU RAYONNEMENT DIFFUS $\bar{H}_d$ A PARTIR DE LA MOYENNE MENSUELLE DU RAYONNEMENT GLOBALE QUOTIDIEN SUR L’HORIZONTALE $\bar{H}$ :-----	70
3.2.3	SURFACE DU SOUS SYSTEME DE CAPTAGE [7]-----	71
3.2.4	FRACTION SOLAIRE-----	75
3.2.5	EFFICACITE DES CAPTEURS SOLAIRE-----	76
3.2.6	SOUS SYSTEME DE STOCKAGE PLUS PAC :-----	76
3.2.6.1	PERTES THERMIQUES DE STOCKAGE :-----	76
3.2.6.2	ESTIMATION DE LA TEMPERATURE DE STOCKAGE ----- EVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE STOCKAGE PENDANT L’ARRET DU SYSTEME :-----	77
3.2.6.3	ENERGIE UTILE EXTRAITE DU RESERVOIR DE STOCKAGE :-----	78
3.2.7	SOUS SYSTEME DE DISTRIBUTION PLUS PAC-----	79
3.2.7.1	CHARGE THERMIQUE : $Q_{chauff}$ -----	79
3.2.8	EFFICACITE DE L’ECHANGEUR DE CHALEUR : $E$ -----	80
3.3.	SIMULATION-----	82
3.3.1	HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES -----	82
3.3.2	SIMULATION DU SYSTEME-----	84
3.4	RESOLUTION-----	85
	ORGANIGRAMME -----	90

## **CHAPITRE 4 : RESULTATS DE SIMULATION INTERPRETATION**

	<b><i>ET DISCUSSION</i></b> -----	90
4-1	RESULTATS-----	91
4-2	SYSTEME DE CHAUFFAGE SOLAIRE CLASSIQUE -----	116
4.2.1	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT-----	116
4.2.1.1	SYSTEME SOLAIRE :-----	116
4.2.1.2	RESERVOIR DE STOCKAGE :-----	117

---

4.2.1.3	SYSTEME DE DISTRIBUTION : -----	117
4.2.1.4	MODELISATION ET SIMULATION DU SYSTEME SOLAIRE-----	117
4.2.1.5	RESULTATS -----	118
	EFFICACITE JOURNALIERE DES CAPTEURS SOLAIRE (SYSTEME SOLAIRE) -----	121
	FRACTION SOLAIRE JOURNALIERE (SYSTEME SOLAIRE) -----	121
	EFFICACITE JOURNALIERE DES CAPTEURS SOLAIRE (PAC- SOLAIRE) -----	122
	FRACTION SOLAIRE JOURNALIERE (PAC- SOLAIRE) -----	122
	<b>CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS</b> -----	123
	CONCLUSION -----	124
	RECOMMANDATIONS-----	126
	<b>ANNEXE</b> -----	127

► **DETAIL DE CALCUL**

**CALCUL DES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DU SYSTEME**

CARACTERISTIQUE DE LA CHARGE

CARACTERISTIQUES DE POMPE A CHALEUR

CALCUL DE L'EFFICACITE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

CARACTERISTIQUE DU SYSTEME DE CAPTAGE

CALCUL DU RAYONNEMENT HORAIRE

ESTIMATION DE LA SURFACE DES CAPTEURS CALCUL DU DEBIT DU SYSTEME DE CAPTAGE

CARACTERISTIQUES PARTICULIERES DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE

► **NASA SURFACE METEOROLOGY AND SOLAR ENERGY:**

GLOBAL DATA METEOROLOGY DATA LAT: 36\_LON:6

► **DONNES METEOROLOGIQUE DE CONSTANTINE**

► **PROPRIETES THERMODYNAMIQUE:**

REFRIGERANT: R134A, CH2FCF3, 1,1,1,2-TETRAFLUOROETHANE

► **ESTIMATION DES RADIATIONS SOLAIRE SUR SURFACE INCLINEE PAR LA METHODE NON ISOTROPIQUE**

---

## NOMENCLATURE

### NOTATIONS LATINES

$A_c$  : Surface

$L$  : Longitude

$T_U$  : Temps universel

$T_{SM}$  : Temps Solaire Moyen

$G_{sc}$  : Constante solaire

$H_0$  : Rayonnement extraterrestre sur une surface horizontale

$\overline{K_T}$  : Indice de clarté

$\overline{H}$  : Moyenne mensuelle du rayonnement quotidien sur une surface horizontale au niveau du sol

$\overline{H}_0$  : Moyenne mensuelle du rayonnement extraterrestre sur une surface horizontale au dessus de l'atmosphère.

$Q_c$  : L'énergie utile délivrer par un capteur solaire plan

$F'$  : Facteur d'efficacité du capteur qui représente la mesure du transfert de chaleur entre le fluide et l'absorbeur.

$T_{cm}$  : Température moyenne

$T_a$  : Température ambiante

$G$  : Intensité des radiations solaire

$T_{fe}$  : Température d'entrée du fluide dans le capteur

$F_R$  : Facteur caractérisant les pertes thermique du capteur

$m_c$  : Débit de fluide passant a travers le capteur

$C_p$  : Coefficient spécifique de transfert de chaleur

$T_{CO}$  : Température de sortie du fluide

$T_f$  : température d'évaporation

$P_f$  : pression d'évaporation

$P_c$  : pression de condensation

$Q_F$  : Chaleur extraite à l'évaporateur :

$W, w$  : Travail de compression :

$Q_{CD}$  : Chaleur dégagée au condenseur :

COP : Coefficient de performance

$\dot{P}_{comp}$  : Puissance compresseur

COP<sub>réel</sub> : coefficient de performance réel

COP<sub>g</sub> : COP global

COE : coefficient d'exploitation

$I_T$  : Intensité des radiations solaires dans le plan du capteur

$U_m$  : Coefficient global de perte de chaleur du capteur

$I_T$  : Radiations total horaire dans le plan des capteurs (W/m<sup>2</sup>)

$I_D$  : Radiations directes horaires dans le plan des capteurs (W/m<sup>2</sup>)

$I_d$  : Radiations diffuse horaire dans le plan des capteurs (W/m<sup>2</sup>)

$\overline{H}_d$  : Moyenne mensuelle du rayonnement diffus

$I_C$  : Niveau critique d'ensoleillement

---

$\bar{T}_a$  : Température ambiante moyenne mensuelle  
 $N$  : Nombre de jour dans le mois  
 $\bar{X}_c$  : Nombre sans dimension caractérisant le niveau d'ensoleillement critique  
 $\frac{\bar{R}}{R_n}$  : Facteur géométrique  
 $\bar{H}_T$  : Rayonnement solaire global moyen mensuelle quotidien dans le plan du capteur  
 $\bar{H}$  : Rayonnement solaire global moyen mensuelle quotidien sur le plan horizontal  
 $R_{b,T}$  : Ratio des radiations quotidienne directes sur une surface inclinée aux radiations directe sur une surface horizontal.  
 $\bar{X}_c$  : Rapport du niveau d'ensoleillement critique par le niveau d'ensoleillement à midi lors d'une journée typique du mois  
 $F_J$  : Fraction solaire journalière  
 $Q_w$  : Pertes thermiques du réservoir de stockage  
 $(UA)_s$  : Est la perte thermique totale du réservoir de stockage par unité de différence de température  
 $U$  : Coefficient de perte thermique du réservoir de stockage  
 $T_s$  : Température du fluide à l'intérieur du réservoir de stockage  
 $T_{env}$  : Température ambiante  
 $Q_u$  : Énergie utile extraite du réservoir de stockage  
 $Q_{chauff}$  : Charge thermique  
 $T_{dch}$  : Température de départ du fluide de chauffage  
 $T_{rech}$  : Température de retour du fluide de chauffage  
 $E$  : Efficacité de l'échangeur de chaleur  
 $T_{s\_max}$  : Température de stockage maximale  
 $\Delta E_{sys}$  : Variation de l'énergie du système  
 $M$  : Masse du fluide de stockage [Kg]  
 $T_s^{k+1}$  : Température du stockage à la fin de l'heure [°C]  
 $T_s^k$  : Température du stockage au début de l'heure  
 $h$  : enthalpie  
 $h_{tr}$  : rendement de transformation  
 $r_{b,T}$  : Rapport des radiations directes horaires sur plan incliné aux radiations directes horaires sur plan horizontal  
 $r = \frac{\bar{I}}{\bar{H}}$  : Ratio de la moyenne mensuelle horaire du rayonnement globale à la moyenne mensuelle quotidienne du rayonnement globale sur une surface horizontale.  
 $a$ ,  $b$  et  $c$  : Constantes  
 $r_{d,n}$  : Rapport de l'ensoleillement diffus pendant l'heure de la journée qui entour le midi solaire à l'ensoleillement diffus pendant toute la journée.  
 $r_{t,n}$  : Rapport de l'ensoleillement global pendant l'heure de la journée qui entour le midi solaire à l'ensoleillement global pendant toute la journée.  
 $\dot{m}_{ff}$  : Débit masse du fluide frigorigène

---

---

$h_{evs}$  : Enthalpie du fluide frigorigène a la sortie de l'évaporateur  
 $h_{eve}$  : Enthalpie du fluide frigorigène a l'entrée de l'évaporateur  
 $(\dot{m}C_p)_{ch}$  : Débit calorifique de la charge  
 $q_{CD}$ : Chaleur massique au niveau du condenseur  
 $q_{ev}$  : Chaleur massique absorbée au niveau de l'évaporateur  
 $h_{CDe}$  : Enthalpie du fluide frigorigène a l'entrée du condenseur  
 $h_{CDs}$  : Enthalpie du fluide frigorigène a la sortie du condenseur  
 $(\dot{m}C_p)_X$  : Débit calorifique du fluide  
 $(\dot{m}C_p)_{min}$  : La plus petite valeur du débit calorifique des deux fluides.  
 $\Delta h$  : Variation de l'enthalpie du fluide frigorigène

#### CARACTERES GRECS

$\alpha$  : L'absorptance de l'absorbeur  
 $\beta_{opt}$  : Angle d'inclinaison optimum du capteur  
 $\delta$  : Déclinaison  
 $\delta_c$  : Fonction de contrôle  
 $\delta_L$  : Fonction de contrôle.  
 $\varepsilon$  : est la tolérance admissible  
 $\varepsilon_J$  Efficacité journalière des capteurs solaire  
 $\omega$  : L'angle horaire  
 $\omega_s$  : L'angle horaire du soleil à son coucher  
 $\eta_0$  : Efficacité optique  
 $\eta_c$  : L'efficacité instantanée du capteur  
 $\varphi$  : Latitude  
 $\rho$  : L'Albédo  
 $\tau$  : Transparence du couvert (vitre)  
 $\theta$  : Angles d'incidence sur surface inclinée  
 $\theta_z$  : Angles d'incidence sur plan horizontal  
 $\overline{\tau\alpha}$  : Moyenne mensuelle du produit transmissivité absorptivité  
 $\overline{\Phi}$  : Moyenne mensuelle du potentiel d'utilisation



---

## LISTE DES FIGURES :

- Figure 1.1 : Structure du soleil en coupe  
Figure 1.2 : coordonnées terrestre d'un lieu.  
Figure 1.3 : coordonnées horaires  
Figure 1.4 : Détail de capteur plan.  
Figure 1.5 : caractéristiques et fonctionnement des capteurs solaires plans.  
Figure 1.6 : Courbe expérimentale de rendement d'un capteur plan. [14]  
Figure 1.7: Systeme d'énergie solaire à eau à boucle fermée [17]  
Figure 1.8: Systeme de chauffage solaire à air avec stockage à lit de pierre [17]  
Figure 1.9 : transfert thermique dans un cycle frigorifique.  
Figure 1.10 : Représentation schématique du cycle frigorifique à compression mécanique  
Figure 1.11 : Cycle frigorifique idéal.  
Figure 1.12 : Schématisation du transfert de chaleur.  
Figure 1.13 : Cycle frigorifique réel avec différents points de refoulement du compression.  
Figure 1.14 : Cycle frigorifique idéal et réel.  
Figure 2.1 : Variation du COP en fonction  $T_f$  de pour  $T_c = 20^\circ C (293^\circ K)$ .  
Figure 2.2 : Variation du COP en fonction de  $T_f / T_c$ .  
Figure 2.3 : Variation du COP en fonction de  $T_f$  et de  $T_c$ .  
Figure 3.1 : Structure du système de chauffage global et les trois sous systèmes  
Figure 3.2: Représentation schématique de l'échangeur de chaleur  
Figure 4.1: Variation de la température de stockage en fonction du volume  
Figure 4.2: Variation du COP en fonction du volume de stockage  
Figure 4.3: Variation du COP horaire en fonction du temps pour différentes valeurs du couple  $A_C$ - $M$   
Figure 4.4: Variation de la chaleur captée en fonction du temps pour différentes valeurs du couple  $A_C$ - $M$   
Figure 4.5 : Variation de la température de stockage en fonction du temps pour différentes valeurs du couple  $A_C$ - $M$   
Figure 4.6: Variation de la fraction solaire en fonction du volume de stockage ( $A_C=160m^2$ )  
Figure 4.7: Variation de la quantité de chaleur captée en fonction du volume de stockage ( $A_C=160m^2$ )  
Figure 4.8: Variation du travail du compresseur en fonction du volume de stockage ( $A_C=160m^2$ )  
Figure 4.9 : Variation du rayonnement solaire en fonction du temps  $A_C = 160m^2$  et  $M=3,5m^3$ .  
Figure 4.10: Variation de la température de stockage en fonction du temps  $A_C = 160m^2$  et  $M=3,5m^3$ .  
Figure 4.11 : Variation de la chaleur captée en fonction du temps  
Figure 4.12 : Variation de la chaleur captée et de la température de stockage en fonction du temps  
Figure 4.13 : Variation de l'efficacité des capteurs et du rayonnement solaire en fonction du temps  
Figure 4.14 : Variation de la température de stockage et de l'efficacité des capteurs en fonction du temps  
Figure 4.15 : Fraction solaire versus à l'efficacité des capteurs  
Figure 4.16: Variation du COP en fonction du temps  
Figure 4.17 : Variation du COP et de la température de stockage en fonction du temps  
Figure 4.18 : Evolution de  $Q_U$  et de la température de stockage en fonction du temps  
Figure 4.19 : Variation de  $Q_{cap}$  et  $Q_U$  en fonction du temps

---

Figure 4.20 : Comparaison des quantité des chaleur  $Q_U$  et  $Q$  captée  
Figure 4.21 : Comparaison des quantité des chaleur  $Q_U$  et  $Q$  compresseur  
Figure 4.22 : Comparaison fraction solaire avec  $W$  compresseur  
Figure 4.23: Schéma du système de chauffage solaire classique  
Figure 4.24 : Evolution de la température de stockage au cours du temps  
Figure 4.25: Evolution de la température de stockage pendant l'arrêt du système  
Figure 4.26: Fraction solaire

### LISTE DES TABLEAUX :

Tableau 1.1 : Propriétés de quelques couches sélectives [11]  
Tableau 3.1 : Jour moyen mensuel et jour correspondant de l'année  
Tableau 3.2 : Sélection des composant  
Tableau 4.1 : Résultat de simulation ( $133\text{m}^2$  &  $10\text{m}^3$ )  
Tableau 4.2 : Résultat de simulation ( $146\text{m}^2$  &  $5\text{m}^3$ )  
Tableau 4.3 : Résultat de simulation ( $160\text{m}^2$  &  $3,5\text{m}^3$ )  
Tableau 4.4 : Résultat de simulation ( $160\text{m}^2$  &  $3,5\text{m}^3$ )  
(Système classique de chauffage solaire)  
Tableau A.1 : Résultat de calcul du rayonnement horaire

## INTRODUCTION

Fournir de l'énergie propre en quantité suffisante et à un bon prix, constitue de nos jours un impératif majeur pour le développement de toute nation. En effet, l'augmentation de la demande en Energie, la détérioration accélérée de l'environnement liée aux résidus des ressources énergétiques utilisées, posent de sérieux problèmes à l'échelle globale. L'impact socioéconomique de ces problèmes ne peut que s'intensifier à court et moyen terme.

Face aux prévisions d'épuisement inéluctable des ressources mondiales en énergie fossile (pétrole, gaz, charbon...), en énergie d'origine thermonucléaire (uranium, plutonium...), face aux multiples crises pétrolières, économiques, aux changements climatiques dus à l'effet de serre, la science s'est tout naturellement intéressée aux ressources dites " renouvelables " et notamment vers la plus ancienne, le soleil, qui déverse chaque jour l'équivalent de 100 000 milliards de TEP (tonnes équivalent pétrole). Cette valeur est à comparer aux 9,58 milliards de TEP que représente la consommation annuelle mondiale en énergie primaire (1998).

L'idée d'utiliser l'énergie solaire n'est pas nouvelle, depuis longtemps de nombreuses régions dans le monde utilisent des chauffes eaux rudimentaires, il s'agit de simples réservoirs peints en noir.

Les techniques pour en tirer profit de l'énergie solaire ont été grandement améliorées, aujourd'hui il y a plusieurs millions de m<sup>2</sup> de capteurs et de systèmes solaires installés dans le monde utilisant les technologies les plus récentes.

Ainsi l'énergie solaire peut être transformée en chaleur à basse température, par des capteurs plans usant conjointement l'absorption par une surface sélective et l'effet de serre crée par un vitrage et servant habituellement à la production d'eau ou d'air chaud. Pour les applications nécessitent de hautes températures des capteurs à concentration sont utilisés.

Aussi l'énergie solaire peut être transformée en électricité par conversion photovoltaïque, de même à la distillation d'eau de mer et au séchage de différents produits, elle peut également être utilisée pour la climatisation en générant des températures froides à partir de la chaleur du soleil par cycle à absorption.

L'énergie solaire n'a pas besoins d'une technologie de pointe pour son utilisation, propre non polluante, disponible sur l'ensemble du globe terrestre évidemment à différente intensité, durable et inépuisable (si l'on compte le temps en millions d'années). Cependant il y a un certains 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.

Les pompes à chaleurs constituent un moyen de chauffage qui permet de récupérer de la chaleur et sont devenues un moyen de chauffage conventionnel, à condition de disposer sur le lieu de leurs utilisations d'une source froide de chaleur abondante et gratuite et à niveau de température acceptable.

En tenant compte de la disponibilité de l'énergie solaire une idée apparaît est d'utiliser cette forme de chaleur gratuite et abondante Comme source froide .L'énergie solaire constitue donc une source froide gratuite et renouvelable qui peut facilement fournir de l'énergie pour le chauffage d'un bâtiment par exemple.

Une pompe à chaleur couplée (associée) à des systèmes solaire de chauffage transforme l'énergie solaire en énergie utile.

Le but de ce travail est la contribution à l'étude, la simulation et l'analyse des pompes à chaleur assistées par l'énergie solaire.

Dans ce contexte nous abordons le sujet en quatre chapitres plus introduction, conclusion et recommandations et annexe.

#### **Chapitre 1** : recherche bibliographique

Dans ce chapitre nous avons effectué une recherche bibliographique sur l'énergie solaire, les capteurs solaires, les pompes à chaleurs, les installations de chauffage solaire.

#### **Chapitre 2** : analyse du couplage capteurs pompes à chaleurs.

Dans ce chapitre nous avons exposer les inconvénients des systèmes de chauffage avec pompes à chaleur et des systèmes de chauffage solaire et avons monter l'intérêt et l'avantage de l'association pompe à chaleur et capteur solaire. Ainsi que sur les travaux concernant les pompes à chaleurs assistées par l'énergie solaire que nous avons trouvé.

#### **Chapitre 3** : modélisation, simulation du système proposé.

Dans ce chapitre nous avons proposé un système de chauffage associant capteur solaire et pompe à chaleur puis on a procédé à la modélisation de chaque sous système et du système global, après la détermination de toutes les caractéristiques une simulation est exécutée.

#### **Chapitre 4** : résultats de simulation, interprétation et discussion.

Dans ce chapitre nous avons exposé les aboutissements de la simulation avec discussion et interprétation des résultats obtenus.

Pour couronner cette étude nous l'avons complétée par une conclusion sur l'association pompe à chaleur et capteur solaire et sur le système proposé suivi des recommandations pour d'éventuelles suites sur ce sujet.

Pour l'exécution de ce travail nous avons adopté une méthodologie d'approche qui consiste à l'étude d'une installation de chauffage d'un bâtiment (une bibliothèque) sise à Ouled Rahmoune Constantine, on utilisant un système couplant des capteurs solaire avec une pompe à chaleur.

Le système proposé doit assurer le chauffage du bâtiment sans le recours à une source d'énergie auxiliaire en complément de chauffage autrement dit un système 100% solaire.

Le bâtiment en question se compose d'un sous sol comprenant un local technique (chaufferie) et d'un atelier de reliure et d'entretien, d'un RDC avec deux bureaux plus rayonnage, un cyber et une médiathèque au premier étage se trouve une grande salle de lecture, la surface de l'ensemble (R+1) est de 650 m<sup>2</sup> le calcul des besoins en chauffage (déperditions) par la méthode DIN 4701 [1] est évalué à 40KW soit 60W/m<sup>2</sup>.

# CHAPITRE 1

*RECHERCHE*

*BIBLIOGRAPHIQUE*

---

## CHAPITRE 1 : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

### 1-1 L'ENERGIE SOLAIRE

#### 1.1.1 Le Soleil

Le Soleil est une étoile géante qui se compose de 74 % d'hydrogène, de 25 % d'hélium et d'une fraction d'éléments plus lourds. Il tire son énergie de réactions de fusion nucléaire qui transforment, en son noyau, l'hydrogène en hélium. Dans son état actuel, le cœur du Soleil transforme chaque seconde plus de quatre millions de tonnes de matière en énergie qui est transmise aux couches supérieures de l'astre et émise dans l'espace sous forme de rayonnement électromagnétique (lumière, rayonnement solaire) et de flux de particules (vent solaire). [2]

Environ  $8,9 \times 10^{37}$  protons (noyaux d'hydrogène) sont convertis en hélium chaque seconde, libérant l'énergie à raison de 4,26 millions de tonnes de matière consommées par seconde, produisant  $(383 \times 10^{24})$  joules par seconde.

#### 1.1.2 Structure du Soleil

Le soleil n'est pas une sphère homogène on peut distinguer : [2]

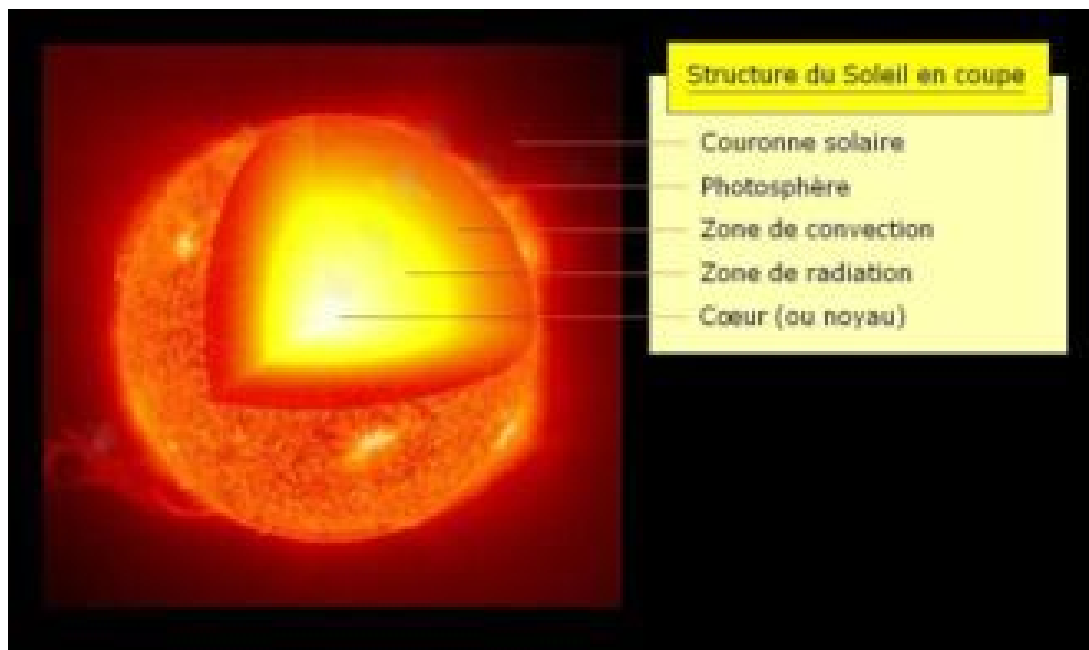


Figure 2.1 : Structure du soleil en coupe

### **1.1.2.1 Le cœur ou noyau**

Le cœur est la seule partie du Soleil qui produise une quantité notable de chaleur par fusion, le reste de l'étoile tire sa chaleur uniquement de l'énergie provenant du cœur.

La totalité de l'énergie produite dans le cœur doit traverser de nombreuses couches successives jusqu'à la photosphère, avant de s'échapper dans l'espace sous forme de rayonnement solaire ou de flux de particules.

### **1.1.2.2 La zone de radiation**

La zone de radiation ou zone radiative. La matière solaire y est si chaude et si dense que le transfert de la chaleur du cœur vers les couches les plus extérieures se fait par la seule radiation thermique.

### **1.1.2.3 La zone de convection**

Dans la zone de convection la matière n'est plus ni assez dense ni assez chaude pour évacuer la chaleur par radiation : c'est donc par convection, selon un mouvement vertical, que la chaleur est conduite vers la photosphère. La température y passe de 2 millions à 6000 kelvins

### **1.1.2.4 La photosphère**

La *photosphère* est la partie visible de la surface du Soleil. En dessous d'elle, le Soleil devient opaque à la lumière visible. Au-delà de la photosphère, la lumière visible est libre de se propager dans l'espace, et son énergie de s'échapper entièrement du Soleil.

La lumière solaire y a approximativement le spectre électromagnétique d'un corps noir (ce qui permet d'estimer sa température à 6000 kelvins, soit 5727 degrés Celsius).

### **1.1.2.5 La couronne solaire**

Bien plus vaste que le Soleil lui-même, la couronne solaire elle-même s'étend à partir de la zone de transition et s'évanouit progressivement dans l'espace, mêlée à l'héliosphère par les vents solaires. La couronne inférieure, la plus proche de la surface du Soleil, est à une



température, qui peut atteindre les 5 millions de kelvins, contraste nettement avec la température de la photosphère.

### **Données observées [2]**

Demi grand axe	149 597 870 km
Magnitude apparente -26,8	Magnitude absolue 4,8

### **Caractéristiques physiques**

Diamètre moyen	392 000 km
Surface	$6,09 \times 10^{12}$ km <sup>2</sup>
Masse ( <i>M</i> )	$1,9891 \times 10^{30}$ kg

Densité Moyenne	1 408 kg/m <sup>3</sup>
Densité au centre	150 000 kg/m <sup>3</sup>
Gravité à la surface	273,95 m/s <sup>2</sup>
Vitesse de libération	617,54 km/s

Température au centre	14 MK
Température à la surface	5770 K
Température couronne	5 MK

### **Composition de la photosphère (pourcentage en masse)**

Hydrogène	73,46 %
Hélium	24,85 %
Oxygène	0,77 %
Carbone	0,29 %
Fer	0,16 %
Néon	0,12 %
Azote	0,09 %
Silicium	0,07 %
Magnésium	0,05 %
Soufre	

## **1-2 L'ENERGIE SOLAIRE**

L'énergie solaire est l'énergie que dispense le soleil dans son rayonnement, direct ou diffus. Sur Terre Grâce à divers procédés elle peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse. Par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour désigner l'électricité ou l'énergie thermique obtenue à partir de cette dernière. [3]

### **1.2.1 Énergie solaire photovoltaïque**

L'énergie solaire photovoltaïque désigne l'électricité produite par transformation d'une partie du rayonnement solaire avec une cellule photovoltaïque.

### **1.2.2 Énergie solaire thermique**

Le solaire thermique consiste à utiliser le rayonnement solaire on le transformant en énergie thermique.

Il se présente de différentes façons : centrales solaires thermodynamiques, chauffe-eau et chauffage solaires, rafraîchissement solaire, cuisinières et sècheurs solaires.

La production de cette énergie peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment par exemple) où indirectement (comme la production de vapeur d'eau pour entraîner des alternateurs et ainsi obtenir une énergie électrique).

### **1.2.3 Le rayonnement solaire**

L'énergie du rayonnement solaire est du type électromagnétique avec des longueurs d'onde s'étalent de l'ultraviolet à l'infrarouge. Avant d'atteindre le sol le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère terrestre (nuages, aérosols, vapeur d'eau et polluant divers). [3]

### 1.2.4 Caractéristiques spécifiques de l'énergie solaire

Certaines particularités de l'énergie solaire doivent être prise en compte pour optimiser son utilisation, les principales caractéristiques sont la dilution et l'intermittence. [4]

- *La dilution :*

L'énergie du rayonnement solaire est un niveau d'énergie relativement réduit c'est ce qui est désigné connu sous le nom de dilution.

La dilution nécessite l'utilisation d'une surface importante de captation pour obtenir des puissances élevées ou bien de prévoir une concentration des rayons solaires pour obtenir des températures élevées.

- *L'intermittence :*

L'intermittence du rayonnement solaire et l'autre Caractéristiques spécifiques de l'énergie solaire ainsi que sa variation journalière et même suivant l'année, en effet l'énergie solaire est asservie aux conditions météorologiques. Dans les régions à climat tempéré, le problème de l'intermittence est difficile à résoudre

Une solution souvent employée est d'envisager des stockages d'importances très variables suivant les applications envisagées. Par exemple il est nécessaire de prévoir un stockage quotidien et de l'utiliser durant la nuit de même de prévoir le stockage nébuleux qui correspond à des passages nuageux accidentels.

### 1.2.5 Notion de base sur l'énergie solaire

Certains principes fondamentaux de génie énergétiques solaire doivent être définie et notamment les détails de calcul de certaines variables utilisées ultérieurement

#### 1.2.5.1 Données Astronomiques

##### Paramètres de position

Un point sur la surface de la terre est repéré par deux coordonnées angulaire : la latitude et la longitude.

- *Longitude :* L

L'origine des longitudes est Greenwich en Angleterre : 0°

Les lieux situés à l'Est sont comptés positivement avec le signe plus (+) et ceux situés à l'Ouest sont comptés négativement avec le signe moins (-).

L'arc de cercle qui joint le pôle Nord Greenwich et le pôle sud est le méridien origine. Il existe 23 méridiens séparés chacun de 15° (24x15=360°).

- *Latitude* :  $\varphi$

La latitude  $\varphi$  permet de repérer la distance angulaire d'un point quelconque à l'équateur. Elle varie de 0° (équateur) à +90° pour l'hémisphère Nord et de 0° (équateur) à -90° pour l'hémisphère Sud

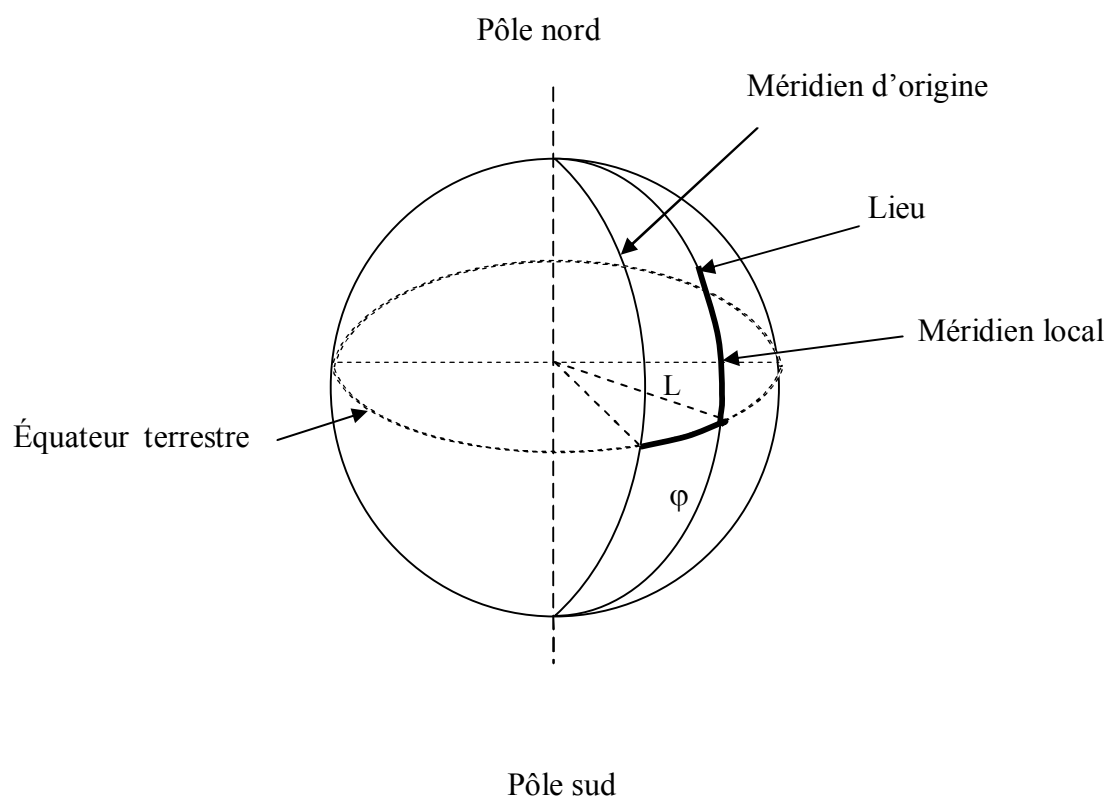


Figure 1.2 : Coordonnées terrestre d'un lieu.

- *Déclinaison* :  $\delta$

La déclinaison est l'angle que fait le soleil au maximum de sa course (midi solaire) par rapport au plan équatorial sa valeur en degré est donné par l'équation de Cooper : [5]

$$\delta = 23.45 \sin\left(2\pi \frac{284+n}{365}\right) \quad (1.1)$$

$n$  : est le jour de l'année ( $n=1$  pour le 1er janvier,  $n=32$  pour le 1er Février, etc.).

La déclinaison varie entre  $-23.45^\circ$  le 21 Décembre et  $23.45^\circ$  le 21 juin.

### 1.2.5.2 Paramètre de temps solaire

#### Détermination du temps solaire

L'heure solaire est l'heure basée sur le mouvement du soleil dans le ciel. Le midi solaire correspond au moment où le soleil est le plus haut dans le ciel, ce moment est généralement décalé par rapport au midi de l'heure légale. [6]

#### Temps civil

C'est le temps moyen avec comme origine minuit.

#### Temps universel ( $T_U$ )

C'est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (méridien origine) appelé encore GMT (Greenwich Mean Time) pour un lieu situé à la longitude «  $L$  » :

$$T_u = T_{SM} - \left(\frac{L}{15}\right) \quad (1.2)$$

$T_{SM}$  : Temps Solaire Moyen (voir ci-après)

#### Temps légal

C'est l'heure liée au «  $T_U$  » par une différence fixe exprimée en un nombre entier d'heure qui dépend de la longitude et des coutume de chaque pays.

#### L'angle horaire : « $\omega$ »

L'angle «  $\omega$  » étant l'angle formé par le plan méridien passant par le centre du soleil et le plan vertical du lieu (méridien) il définit le vrai temps solaire. [7]

$$\omega = 15(T_{SV} - 12) \quad (1.3)$$

Il est midi TSV si  $\omega=0$  [lorsque le soleil passe au plan méridien du lieu]

$\omega=90^\circ$  à 18 h (TSV)

$\omega=-90^\circ$  à 06 h (TSV)

La valeur de l'angle horaire est nulle au midi solaire, négative le matin, positive en après midi et augmente de  $15^\circ$  par heure (un tour de  $360^\circ$  en 24 heures).

1 heure de temps =  $15^\circ$  en angle horaire.

### **Le temps solaire moyen (TSM)**

Appelé par fois temps local [6]

$$Et = T_{SV} - T_{SM} \quad (1.4)$$

Et : Equation du temps (min)

Elle est donnée par la relation

$$Et = 9.87 \sin(2n) - 7.53 \cos(n) - 1.5 \sin(n)$$

$$n = \frac{360}{365}(n_j - 81)$$

$n_j$  : numéro du jour dans l'année.

### **L'angle horaire du soleil à son coucher « $\omega_s$ »**

L'angle horaire du soleil à son coucher  $\omega_s$  est l'angle horaire solaire correspondant à l'heure où le soleil se couche ; il est donné par l'équation suivante : [7]

$$\cos \omega_s = -\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \delta \quad (1.5)$$

$\delta$  : est la déclinaison

$\varphi$  : est la latitude du lieu

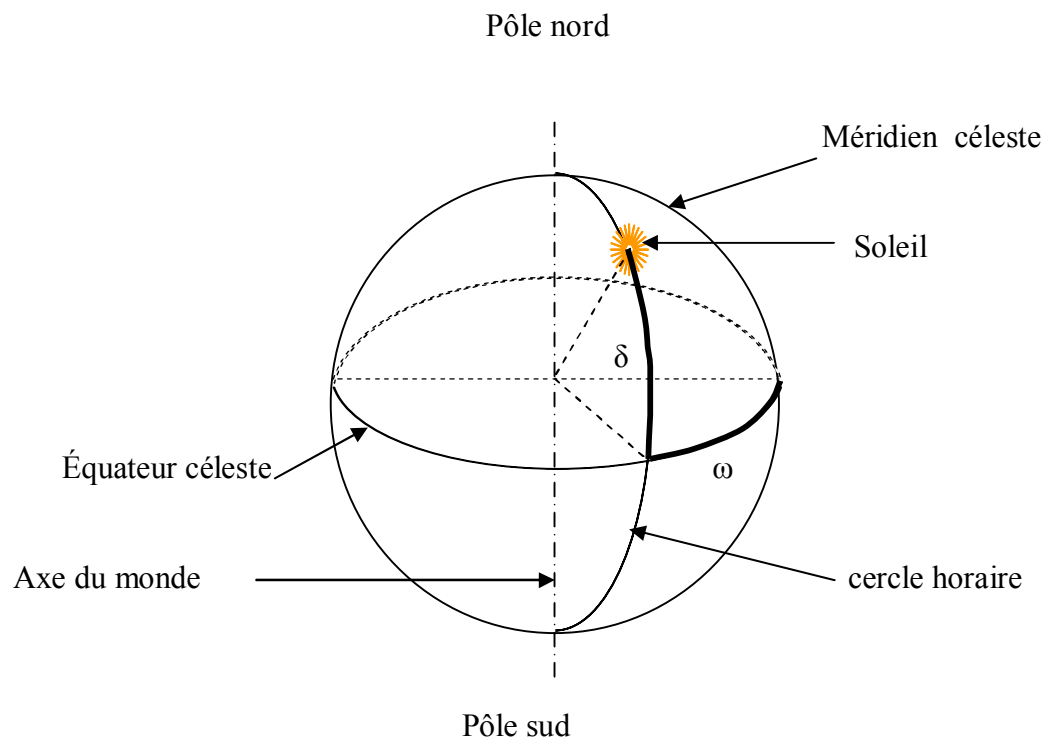


Figure 1.3 : Coordonnées horaires

### 1.2.5.3 Constante solaire « $G_{sc}$ »

L'énergie totale que le soleil envoie à la limite de l'atmosphère terrestre sur une surface de  $1\text{m}^2$  placée perpendiculairement au rayonnement est appelée « constante solaire ». Elle est indépendante des conditions météorologiques, mais dépend de la distance Terre-Soleil. Cette distance variant quelque peu au cours de l'année, compte tenu de la légère excentricité de l'orbite terrestre. La valeur moyenne de la constante solaire est :  $G_{sc}=1367\text{ W/m}^2$ . [8]

### 1.2.5.4 L'Albédo « $\rho$ »

C'est la fraction de l'énergie incidente diffusée par un corps lumineux, ainsi pour un corps noir parfait, l'albédo est nul.

L'albédo du sol est le coefficient de réflexion de lumière diffuse du sol. [7]

### 1.2.5.5 Rayonnement au voisinage du sol

On est intéressé du point de vue utilisation de l'énergie solaire par celle reçue au voisinage du sol qu'à la limite de l'atmosphère terrestre. Le rayonnement solaire arrivant au sol se compose du rayonnement direct et du rayonnement diffus et dont l'ensemble donne le rayonnement globale

### 1.2.5.6 Rayonnement extraterrestre et indice de clarté

Le rayonnement extraterrestre est le rayonnement solaire avant qu'il n'atteigne la couche atmosphérique terrestre.

Le rayonnement extraterrestre sur une surface horizontale peut être calculé pour un jour précis  $n$  de l'année par l'équation suivante : [7]

$$H_0 = \frac{86400G_{sc}}{\pi} (1 + 0.033\cos(\frac{2\pi n}{365})) (\cos\varphi \cos\delta \sin\omega_s + \omega_s \sin\varphi \sin\delta) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (1.6)$$

Où

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

$\varphi$  : La Latitude

$\delta$  : est la déclinaison

$\omega_s$  : L'angle horaire du soleil à son coucher

Avant d'atteindre le sol, le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère terrestre et les nuages. Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé indice de clarté.

La moyenne mensuelle de l'indice de clarté  $\overline{K}_T$  est définie par : [7]

$$\overline{K}_T = \frac{\overline{H}}{\overline{H}_0} \quad (1.7)$$

$\overline{H}$  : Est la moyenne mensuelle du rayonnement quotidien sur une surface horizontale au niveau du sol

$\overline{H}_0$  : Est la moyenne mensuelle du rayonnement extraterrestre sur une surface horizontale au dessus de l'atmosphère.

Les valeurs de  $\overline{K}_T$  varient selon les endroits et les saisons et se situent généralement entre 0.3 pour les endroits nuageux et 0.8 pour les endroits très ensoleillés.



## 1-3 CAPTEURS SOLAIRES

*Définition :*

Un capteur solaire est défini comme tout système recevant l'énergie solaire est la transformant en une énergie utile.

### 1.3.1 Les bases de captation

- *Corps noirs*

C'est un corps ou une surface qui absorberait de façon idéale la totalité d'un rayonnement qu'il reçoit et qui a une température donnée et pour une longueur d'onde donnée, émettrait aussi le maximum de flux par rayonnement.

- *Effet de serre*

Sur terre, les constituants qui interviennent dans l'effet de serre sont les nuages et quelques gaz minoritaires qui constituent moins de 1% de l'atmosphère (vapeur d'eau, dioxyde de carbone, méthane,...). Ainsi une modification de l'effet de serre modifie la convection, qui elle-même modifie la couverture nuageuse qui à son tour, influe sur l'effet de serre.

L'effet de serre est souvent mis à profit pour la conversion thermique à base de température du rayonnement solaire, on désigne normalement par effet de serre. L'ensemble des modifications apportées à l'équilibre énergétique et thermique d'un corps récepteur, par la mise en place d'un couvercle de verre transparent au rayonnement solaire, ayant une longueur d'onde comprise entre 0.02  $\mu\text{m}$  et 4  $\mu\text{m}$  et opaque u rayonnement solaire terrestre de longueur d'onde supérieure à 4  $\mu\text{m}$ .

### 1.3.2 Types de capteurs solaires

Il existe non seulement plusieurs manières différentes de fournir de l'énergie solaire, mais également différentes méthodes pour capter l'énergie solaire provenant d'un rayonnement incident.

Principalement il y a 2 types de capteurs solaires [9]

Les capteurs solaires photovoltaïques qui transforment l'énergie lumineuse en énergie électrique. L'effet photovoltaïque constitue la conversion directe de l'énergie du rayonnement solaire en énergie électrique

Les capteurs solaires thermiques qui transforment l'énergie lumineuse en énergie thermique

Un capteur solaire thermique est un dispositif destiné à absorber le rayonnement solaire et à transmettre la chaleur ainsi produite à un fluide caloporteur.

Un capteur à circulation de liquide est un capteur dans lequel le fluide caloporteur est un liquide.

Un capteur à air est un capteur dans lequel le fluide caloporteur est l'air

Un capteur plan est un capteur sans concentration dans lequel la surface de l'absorbeur est sensiblement plane

L'ouverture du capteur est la surface à travers laquelle le rayonnement solaire non concentré est admis dans le capteur.

La liste suivante présente quelques-uns des types les plus répandus de capteurs solaires.

- *Capteurs plans de types vitrés*
- *Capteurs plans sans vitrage*
- *Capteurs à plaque perforée sans vitrage*
- *Capteurs solaires à passage retour*
- *Capteurs solaires à concentration*
- *Capteurs solaires à air*
- *Capteurs solaires intégrés*
- *Cuisinières solaires*
- *Capteurs solaires à circulation de liquide*
- *Systèmes à réflecteur parabolique*
- *Systèmes à réflecteur cyclindro-parabolique*
- *Systèmes de centrale à tour*
- *Capteurs solaires fixes à concentration*
- *Capteurs sous vide*

### **1.3.3 Capteurs plans de types vitres**

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C, et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver. Les capteurs à circulation de liquide sont plus communément utilisés pour le chauffage de l'eau chaude des résidences pour le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures. Les

capteurs [à air](#) sont utilisés pour le chauffage des bâtiments, de l'air de ventilation et pour le séchage des récoltes.

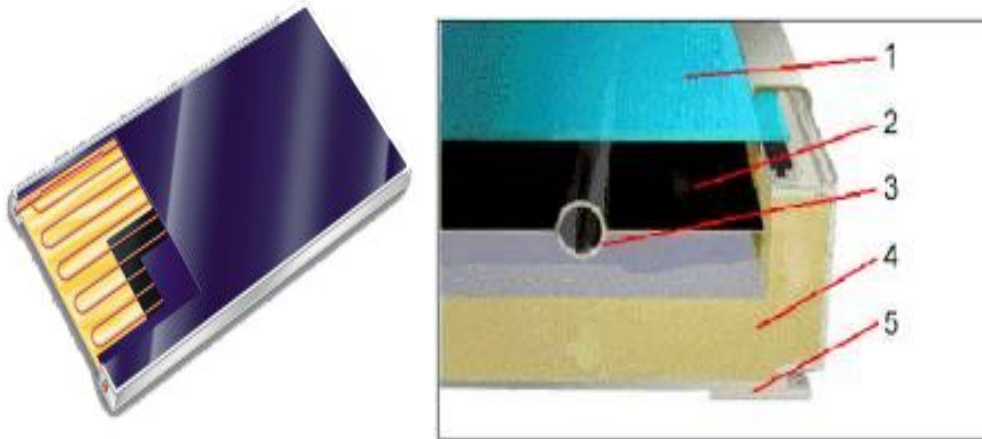


Figure 1.4 : Détail de capteur plan.

- 1\_ Vitre : verre dont on a retiré des oxydes de fer et qui a subi un traitement anti-reflets.
- 2\_ Absorbeur transfère la chaleur à un fluide caloporteur qui circule au travers des tubes.
- 3\_ Serpentin en cuivre (échangeur de chaleur).
- 4\_ Isolant.
- 5\_ Structure.

### 1.3.3.1 Description du capteur plan

Un capteur plan se compose des éléments suivants : le vitrage, l'absorbeur, l'isolant, le fluide caloporteur et le boîtier ou support. [10]

*Le vitrage (couvercle) :*

Le verre laisse passer 84 à 92% du rayonnement solaire (sous incidence normale) selon le degré de pureté et l'utilité de recouvrir l'absorbeur par une couverture transparente est de retenir les radiations infrarouges émises par l'absorbeur, tout en laissant passer le maximum de rayonnement solaire. Le vitrage peut être simple ou double

*L'absorbeur :*

C'est une surface parcourue par un réseau de tubulures, revêtue d'une peinture noire. L'absorbeur a pour rôle de transformer en chaleur le rayonnement électromagnétique qu'il reçoit et de transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Cette surface noir doit avoir les *caractéristiques suivantes* :

Une bonne conductivité et diffusivité thermique.

Un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.

Une bonne résistance chimique vis-à-vis du fluide qui le baigne

L'absorbeur peut être :

En cuivre : qui est le meilleur car c'est un bon conducteur, et travail très bien mécaniquement

En acier : ayant une faible conductivité thermique que le cuivre et coût moins cher.

En aluminium : nécessite l'emploi de fluide caloporteur spécial pour des problèmes de corrosion.

Afin de réduire les pertes du capteur et accroître son efficacité, il est préférable de recouvrir la surface de l'absorbeur d'un revêtement sélectif qui a un facteur d'absorption le plus élevé et un facteur d'émission le plus faible.

Couches sélectives	Absorptivité	émissivité	commentaire
Noir de Zinc	0.9	0.1	-
Oxyde de cuivre sur aluminium	0.93	0.11	-
Noir de cuivre sur cuivre	0.85-0.94	0.08-0.12	-
Noir de chrome sur nickel	0.92-0.94	0.07-0.12	Stable a hautes températures
Noir de nickel sur nickel	0.93	0.06	influencé par l'humidité aux températures élevées
Ni-Zn-S sur nickel	0.96	0.07	-
Noir de Fer	0.90	0.10	-

Tableau 1.1 : Propriétés de quelques couches sélectives [11]

*L'isolant :*

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques de l'énergie solaire non seulement au niveau des absorbeurs, dont il faut limiter les pertes, mais aussi pour calorifuger les tuyauteries chargées de véhiculer la chaleur.

Les isolants utilisés sont :

Les isolants minéraux : laine de verre, cendres de végétaux, le bois.

Les isolant organiques.

La mousse de polyuréthane.

Le fluide caloporteur

Le fluide caloporteur est le moyen de transfert de la chaleur collectée par l'absorbeur à un fluide d'échange thermique appelé fluide de travail.

Les fluides caloporteurs utilisés sont :

*L'air* : gratuit mais possède une faible capacité calorifique comparativement à celle de l'eau.

*L'eau* qui possède les avantages suivants :

Une grande chaleur massique

Une faible viscosité

*Le boîtier* :

Il contient les éléments cités précédemment et dont les parois sont tapissées d'une couche isolante destinée à réduire les pertes de chaleur vers l'arrière et les cotes du capteur, celui-ci doit être solide et résistant à la corrosion.

### 1.3.3.2 Principes

Un capteur solaire plan est essentiellement constitué d'une surface absorbante exposée au rayonnement solaire, qui échange avec un fluide caloporteur, les calories produites par absorption du rayonnement incident, et émet en s'échauffant un rayonnement thermique de plus grande longueur d'onde (Loi de Stefan-Boltzman).

Si cet absorbeur est en contact direct avec l'air environnant, en plus des pertes par rayonnement, les pertes par convection peuvent être importantes. Il s'établit alors un équilibre thermique entre l'absorbeur et le milieu ambiant. On capte ainsi peu d'énergie.

Pour réduire les pertes par la face arrière du capteur, l'absorbeur est placé à l'intérieur d'un coffre dont les parois internes sont recouvertes d'un isolant thermique (laine de verre ou mousse synthétique, par exemple).

L'isolation thermique de la face avant est réalisée en interposant entre l'absorbeur et l'air, un matériau opaque au rayonnement thermique, mais transparent au rayonnement solaire.

Les verres et certains matériaux synthétiques sont transparents pour le rayonnement solaire, et opaque pour le rayonnement infrarouge lointain. Ils sont donc utilisés en tant que couvertures transparentes des capteurs solaires.

Dans un capteur équipé d'une couverture transparente, le rayonnement thermique émis par l'absorbeur est absorbé par la couverture transparente qui s'échauffe et rayonne à son tour par les deux faces. Une certaine quantité du rayonnement se disperse dans le milieu extérieur et l'autre est réémise vers l'absorbeur qui est à l'origine de l'effet de serre.

Les couvertures ont également pour rôle de limiter les pertes par convection, étant donné que les échanges thermiques entre deux plaques séparées par une lame d'air immobile, se font essentiellement par conduction et qu'il est connu que l'air immobile est un bon isolant thermique.

Cet effet d'isolation croît avec l'épaisseur de la lame d'air séparant les deux surfaces, tant que le phénomène de transfert reste conductif (2 à 3 cm d'épaisseur). Au-delà, les effets de la convection naturelle viennent contrarier l'effet recherché.

Une autre méthode pour réduire les pertes du capteur est la réalisation, sur la surface de l'absorbeur, d'un revêtement sélectif, présentant un coefficient d'absorption le plus élevé possible pour les longueurs d'onde du spectre solaire (inférieures à 2,5  $\mu\text{m}$ ) tout en ayant une émissivité la plus faible possible dans le domaine de l'infrarouge correspondant au rayonnement de l'absorbeur (longueurs d'onde supérieures à 2,5  $\mu\text{m}$ ).

De tels revêtements sélectifs sont réalisés par dépôt chimique ou par traitement électrochimique de la surface absorbante

En général, ces capteurs sont vendus en bloc de 1 $\text{m}^2$  ou 2 $\text{m}^2$ , et on assemble plusieurs de ces capteurs pour obtenir les surfaces nécessaires.

### 1.3.3.3 Avantages

Prix économique

Fiabilité

Longue durée de vie

Efficacité énergétique

Intégration aux toitures

Inconvénients

Ne convient pas pour les hautes températures

La température interne peut monter très haut lorsqu'il n'y a pas de circulation de liquide

### 1.3.4 Paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solaires

On peut les classer en deux catégories : paramètres externes et paramètres internes :

*Les paramètres externes sont :*

Paramètre d'ensoleillement : éclairage énergétique dû au rayonnement global, position du soleil, durée d'insolation.

Température extérieure sèche.

Vitesse du vent sur le capteur.

*Les paramètres internes sont :*

*Paramètres géométriques :*

Paramètre de position : inclinaison, orientation du capteur.

La superficie du capteur qui représente un paramètre important.

Dimension des différentes parties : épaisseur, longueur et largeur.

*Paramètres de fonctionnement :*

La température d'entrée du fluide dans le capteur.

Le débit du fluide caloporteur.

La température des différentes parties du capteur.

Ces caractéristiques sont très importantes car elles permettent, en tenant compte du coût, d'effectuer un choix parmi les différents types de capteur, dont entre autres : la température de sortie du fluide et la puissance thermique utile du capteur.

### 1.3.5 Paramètres de performance des capteurs solaires

L'énergie utile  $Q_c$  délivrer par un capteur solaire plan de surface  $A_c$  (en négligeant les effets transitoires) est donnée par (Duffie et Beckmans 1980) : [12]

$$Q_c = A_c F' [G \eta_0 - U_m (T_{cm} - T_a)] \quad (1.8)$$

$F'$  : Facteur d'efficacité du capteur qui représente la mesure du transfert de chaleur entre le fluide et l'absorbeur.

$\eta_0$  : Efficacité optique c'est le produit de la transmissivité  $\tau$  du couvert (vitre) par l'absorptivité  $\alpha$  de l'absorbeur  $\eta_0 = \tau \alpha$

$U_m$  : Coefficient globale de perte de chaleur du capteur [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]

$T_{cm}$  : Température moyenne du fluide dans le capteur [ $^\circ C$ ]

$T_a$  : Température ambiante [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$G$  : Intensité des radiations solaire dans le plan du capteur [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

Cependant la température  $T_{cm}$  n'est pas connue alors l'équation précédente est remplacée par l'équation : (Hottel whillier Bliss) [12]

$$Q_c = A_c F_R [G \eta_0 - U_m (T_{fe} - T_a)] \quad (1.9)$$

Qui est plus commode

$T_{fe}$  : Température d'entrée du fluide dans le capteur [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$F_R$  : Facteur caractérisant les pertes thermique du capteur, il représente le rapport du transfert actuel de chaleur au maximum du transfert possible, c'est la mesure des performances du capteur comme un échangeur de chaleur.

$F_R$  est lié à  $F'$  par la relation suivante : [12]

$$\frac{F_R}{F'} = \frac{(mCp)_c}{A_c F' U_m} \left[ 1 - \exp \left( \frac{-A_c U_m F'}{(mCp)_c} \right) \right] \quad (1.10)$$

$m_c$  : Débit de fluide passant a travers le capteur [ $\text{Kg}/\text{s}$ ]

$C_p$  : Coefficient spécifique de transfert de chaleur du fluide [ $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ ]

L'avantage d'utilisé l'équation HWB (Équation 1.9) par rapport à l'équation (Équation 1.8) est que la température d'entrée du fluide ( $T_{fe}$ ) est généralement connu ou spécifiée au contraire de ( $T_{cm}$ ).

La spécification de  $F_R \eta_0$  et  $F_R U_m$  permet d'estimée  $Q_c$  avec les variations des conditions climatiques.

L'énergie globale captée par le fluide passant à travers le capteur est : [13]

$$Q_c = mCp (T_{c0} - T_{fe}) \quad (1.11)$$

A partir de la quelle la Température de sortie du fluide  $T_{c0}$  peut être calculée.

Les paramètres de performances des capteurs plan  $F_R \eta_0$  et  $F_R U_m$  peuvent être calculer théoriquement a partir de l'analyse de base du transfert de chaleur, du faite que leur configuration géométrique est simple, ce pendant avec l'étendu sophistication de technologie de fabrication, il est préférable de déterminer ces paramètres expérimentalement par des essais.

En effet même pour les capteurs de simple configuration les essais expérimentaux sont essentiels du fait de l'écart entre les résultats théorique et pratique qui peuvent avoir lieu.



La procédure la plus utilisée est les essais en état stationnaire, ou des mesures sont effectuées à partir du débit, température d'entrée du fluide dans le capteur, température ambiante de l'air et des radiations incidente dans le plan du capteur.

L'efficacité instantanée du capteur sous radiations solaires normales est : [13]

$$\eta_c = \frac{Q_c}{A_c G} \quad (1.12)$$

$$\eta_c = \frac{mCp (T_{c0} - T_{fe})}{A_c G} \quad (1.13)$$

$$\eta_c = F_R \eta_n - F_R U_m \frac{(T_{fe} - T_a)}{G} \quad (1.14)$$

A partir des données des essais, les valeurs de  $\eta_c$  en fonction du terme température  $\frac{T_{fe} - T_a}{G}$  sont calculées puis une courbe est établie de ces données de laquelle les valeurs de  $F_R \eta_n$  et  $F_R U_m$  peuvent être déduites. [13]

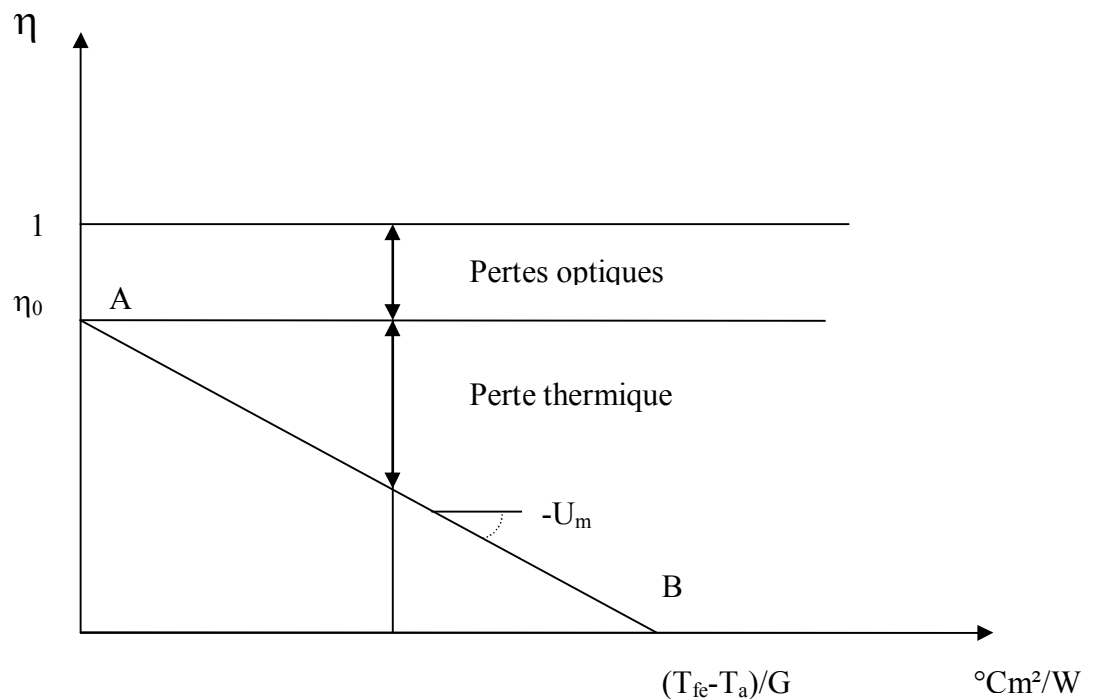


Figure 1.5 : Caractéristiques et fonctionnement des capteurs solaires plans.

Le rendement est maximum au point A

L'intersection (extrapolation) de la courbe d'efficacité avec l'axe des Y donne

$$\eta_0 = F_R \eta_n = A \quad (1.15)$$

Et l'intersection de la courbe d'efficacité avec l'axe des X donne la valeur B qui permet d'estimer  $F_R U_m$ ,

$$F_R U_m = \frac{A}{B} \quad (1.16)$$

Le rendement décroît linéairement suivant AB, lorsque le quotient  $\frac{T_{fe} - T_a}{G}$  croît

Cette décroissance est d'autant plus accentuée que  $U_m$  est grand,  $U_m$  est de nature essentiellement thermique est fonction des matériaux utilisés, de leur dispositions et du dimensionnement en d'autre terme du plan d'exécution du capteur.

Pour un capteur donné ( $F_R U_m$  et  $F_R \eta_n$  connus) le rendement est d'autant plus grand que  $\Delta T = T_{fe} - T_a$  est petit et  $G$  est grand.

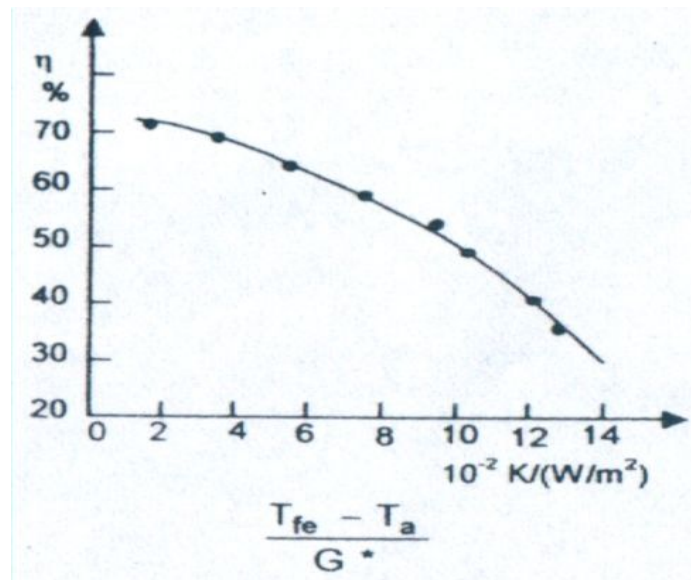


Figure 1.6 : Courbe expérimentale de rendement d'un capteur plan. [14]

En réalité, le facteur de transfert thermique  $F_R$  et la conductance thermique  $U_m$  varient avec la température de fonctionnement du capteur ainsi qu'avec les conditions climatiques.

Il s'ensuit une déviation de la courbe de rendement par rapport à la droite théorique (Figure 1.5).

## 1-4 SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE

Les systèmes de chauffage central solaire ont connue ces dernières années un regain d'intérêt et qui est en constant et signifiant croissance principalement en EUROPE, CANADA et aux ETAT UNIES, à titre d'exemple voici une revue des tendances actuelles en chauffage solaire [15]

En EUROPE il à été crée un réseau a but non lucratif regroupant les instituts et compagnies de recherche en systèmes de chauffage centrale solaire (CENTRAL SOLAR HEATING PLANTS CSHP) pour encourager le développements de système de chauffage solaire de grande taille a travers le transfert de connaissance et d'expériences entre les pays participants, ainsi des systèmes de chauffage solaire ont été développés, tester avec succès en Scandinavie et en Allemagne.

Ce réseau européen nous donne un aperçu des systèmes de chauffage solaire conçu et construit en Europe depuis 1997, on peut remarquer :

- La majorité des systèmes alimente en chaleur des bâtiments résidentiels.
- C'est des systèmes combinant avec le solaire et d'autre combustible bois ou fuel.
- Le fluide de chauffage le plus utilisé est l'eau et en boucle solaire eau plus antigel.
- La plupart des systèmes sont conçu avec stockage saisonnier ou journalier.
- Le médium de stockage les plus utilisés sont l'eau puis le sol.
- La totalité des systèmes sont conçu pour alimenter une fraction de la demande en chaleur.
- La plupart des systèmes sont en fonctionnement avec des frais d'exploitation et de maintenance réduit.
- Les valeurs typiques pour le stockage journalier sont  $60\text{m}^2$  de capteur et de 3000 à 6000 litres de volume de stockage et pour le stockage saisonnier ces valeurs sont  $300\text{m}^2$  et  $450\text{m}^3$ .
- On peut remarquer que tous les systèmes utilisent un autre combustible pour assurer le chauffage de façon à réduire la taille des composants du système solaire.
- Les systèmes ayant la plus grande fraction solaire sont ceux utilisant le sol comme médium de stockage (forage dans le sol), ces systèmes ont prouvés leurs efficacité du fait du coût relativement moindre puisque la masse de stockage et le sol même et sont facilement extensible. Cependant ce type de stockage n'est possible que dans des sols rocheux qui peuvent être forés à une profondeur de 30 à 35m sans présence de nappe.

En résumé, les systèmes de chauffage central solaire sont conçus pour fournir une fraction de l'énergie nécessaire de chauffage (la demande). Pour concevoir un système de chauffage à 100 pour cent solaire c'est-à-dire garantir la demande en chauffage uniquement par le système solaire de très grande capacité de stockage doivent être prévu ce qui implique de grande surfaces de captage avec les structure annexe qui en dépendent.

#### **1.4.1 Rudiments d'un système de chauffage solaire**

Un système de chauffage solaire se compose d'un système de capteurs, d'un système de stockage, d'un système de circulation et de distribution de cette chaleur, et de régulateurs.

L'élément clé du système est le capteur solaire, dont les fonctions sont d'absorber le maximum de rayonnement solaire et de transférer cette énergie au fluide caloporteur en émettant le minimum de pertes (de reflets, de conduction et de rayonnement). À présent, la forme de fluides caloporteurs les mieux connue dans les applications de systèmes de chauffage solaire sont l'eau et l'air également un mélange d'eau et d'antigel est d'usage commun. [16]

Dans le cas d'un moyen de transport d'énergie liquide, l'accumulateur peut être un réservoir de stockage

Dans le cas d'un moyen de transport d'énergie à air, le médium de stockage est un contenant clos qui renferme un lit de pierres ou d'un autre matériau convenable.

Tous les systèmes de chauffage solaire, à part les plus simples, sont munis d'un système de circulation qui permet un transfert constant de fluide caloporteur du système de capteur au système de stockage. Sauf dans les cas où cette circulation se fait par convection naturelle, les systèmes emploient une pompe ou un ventilateur pour véhiculer le liquide caloporteur dans la direction voulue.

Un régulateur muni d'un détecteur de température contrôle le fonctionnement marche - arrêt de la pompe ou du ventilateur, selon les besoins, afin de maintenir un niveau de température optimal à l'intérieur du système.

On distingue deux types de systèmes de chauffage solaire : les systèmes passifs et les systèmes actifs.

### **1.4.2 Systèmes de chauffage solaire passifs**

Les systèmes de chauffage solaire passifs captent et emmagasinent l'énergie surtout au moyen de procédés de flux de chaleur naturel. De tels systèmes ne font appel à aucun régulateur, pompe, ventilateur, détecteur ou autre pièce mécanique. La simplicité des systèmes de chauffage solaire passifs les rend très fiables et permet une installation à prix modéré.

Pour réchauffer l'intérieur d'un édifice, les systèmes de chauffage solaire passifs des locaux captent, stockent et distribuent la chaleur par le biais des éléments de construction de l'édifice tels que les fenêtres et les murs. Dans ce type de système, les fenêtres exposées au Sud laissent pénétrer le rayonnement solaire dans l'édifice, ce qui a pour effet de réchauffer les surfaces intérieures. L'utilisation des surfaces foncées et texturées sert à augmenter le rythme de l'absorption thermique.

Afin d'augmenter la quantité d'énergie pouvant être stockée, l'on se sert souvent, dans la construction de murs capteurs - accumulateurs, de grands réservoirs d'eau ou de matériaux tels que la maçonnerie et le béton, qui présentent une bonne capacité thermique.

Les problèmes de surchauffe peuvent être éliminés par l'installation d'une jalousie ou d'un store à isolation thermique qui bloque les rayons solaires non désirés, ou bien par d'autres systèmes de ventilations naturelles.

### **1.4.3 Systèmes de chauffage solaire actifs**

Les systèmes de chauffage solaire qui font circuler l'air chauffé au moyen d'un ventilateur ou des liquides chauffés à l'aide d'une pompe sont appelés systèmes de chauffage solaire actifs.

Un premier exemple de système de chauffage solaire actif des locaux en est un qui fait circuler l'air, à l'aide d'un ventilateur, des capteurs (où elle est chauffée par le soleil) vers un réservoir de stockage (constitué habituellement d'un accumulateur à pierres) jusqu'à ce qu'elle puisse être utilisée.

Un deuxième exemple de ce type de système en est un qui fait circuler l'eau ou une solution d'eau et d'antigel au moyen d'une pompe dans le capteur solaire puis dans les tuyaux qui sont enfouis dans un plancher de béton épais. Ainsi, le plancher joue effectivement le rôle d'un réservoir de stockage thermique : le béton réfléchit l'énergie thermique à la pièce même une fois que le soleil a cessé de briller sur le capteur.

## Système de chauffage solaire actif à eau /à air

Les systèmes de chauffage solaire actifs utilisent un certain nombre de composants à haut rendement tels que pompes, ventilateurs, thermostats, vannes automatiques et autres dispositifs, ils requièrent en général un entretien plus important que les systèmes passifs et sont donc plus coûteux à installer que ces derniers. [17]

Le système de chauffage solaire montré dans les Figure 1.7 et Figure 1.8 représente la classe générale à boucle fermée ou ouverte des systèmes d'énergie solaire qui peuvent être utilisés pour une variété d'applications incluant le chauffage des espaces, le conditionnement d'air à absorption, chauffage d'eau et autres processus de chauffage.

L'énergie solaire est collectée et stockée sous forme de chaleur sensible dans un réservoir à liquide qui conserve l'eau chauffée jusqu'à ce qu'elle puisse être utilisée.

Le réservoir de stockage doit être pressurisé ou rempli avec un liquide ayant un haut point d'ébullition de façon que les pertes d'énergie ne puissent survenir à travers les organes de sécurité.

Quand c'est nécessaire le liquide chauffé est pompé du réservoir de stockage à travers un échangeur de chaleur pour alimenter en énergie thermique la charge, système à boucle fermée, ou bien le liquide est extrait du réservoir et remplacé par liquide froid, système à boucle ouverte.

La charge est la demande en énergie au-dessus du minimum utile de température  $T_{\min}$ . La température minimale dépend du type d'application, pour le chauffage des espaces résidentiels  $T_{\min}$  est la température intérieure du bâtiment qui est de l'ordre de 20°C, toute énergie supérieure à 20°C peut être utilisée pour le chauffage du bâtiment. Il y a d'autres types d'applications de chauffage des espaces pour lesquelles la température  $T_{\min}$  peut être supérieure ou inférieure à 20°C à titre d'exemple chauffage d'un entrepôt qui doit être maintenu à une température de 10°C.  $T_{\min}$  est la principale température d'alimentation en eau.

Une énergie auxiliaire est prévue en appoint si l'énergie solaire est insuffisante pour satisfaire la demande (la charge). [17]

La Figure 1.8 montre un système de chauffage solaire d'air utilisant un lit de pierres (calculs) comme médium de stockage.

L'air est chauffé dans des capteurs solaires à air puis il est acheminé ou dirigé soit au bâtiment à chauffer ou bien vers le lit de pierre. L'énergie est stockée sous forme de chaleur sensible en chauffant le lit de pierre par circulation d'air à travers celui-ci.

Pendant la nuit ou durant les jours couverts quand l'énergie solaire est insuffisante pour assurer le chauffage (la charge) l'air est réchauffé par passage à travers le lit de pierre et délivrer au bâtiment.

Une source d'énergie auxiliaire et prévue en remplacement quand l'énergie stockée dans le lit de pierre est épuisée. [17]

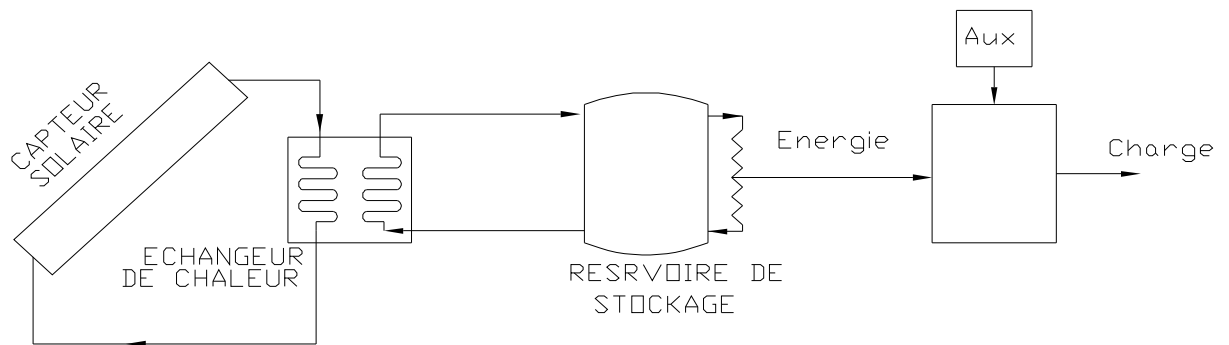


Figure 1.7: Systeme d'énergie solaire à eau à boucle fermée [17]

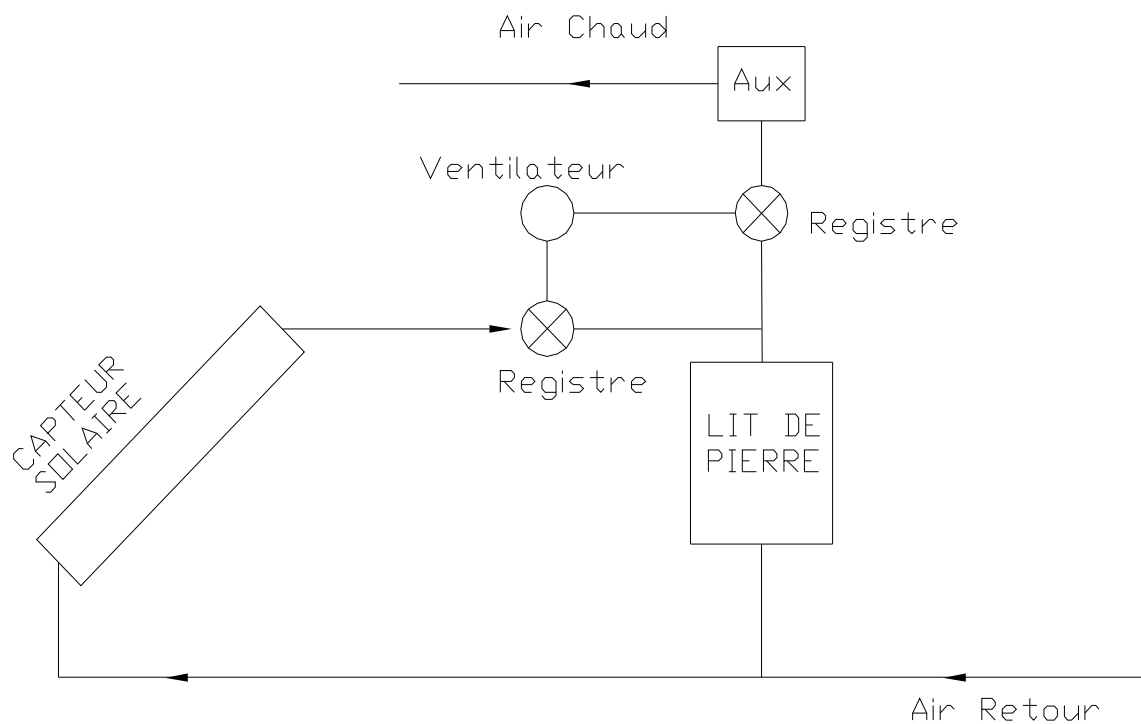


Figure 1.8: Systeme de chauffage solaire à air avec stockage à lit de pierre [17]

#### **1.4.4 Système de Capteurs solaires**

##### **Installation des Capteurs solaires**

Les capteurs solaires peuvent être installés au sol, contre le côté d'un édifice ou sur la toiture. Idéalement, ils devraient être orientés vers le Sud, à l'écart des zones ombragées, et devraient présenter un angle d'inclinaison qui permette que la surface du capteur soit exposée au maximum de lumière solaire.

Le calcul de l'angle d'inclinaison se fait en soustrayant la déclinaison du soleil de la latitude géographique de l'emplacement du système de chauffage solaire. En général, il s'agit de la latitude de l'emplacement plus ou moins 10 à 15 degrés. En hiver, lorsque la trajectoire du soleil est basse dans le ciel, il faut employer un angle d'inclinaison plus élevé (la latitude plus 10 à 15 degrés). Par contre, il est recommandé d'employer un angle d'inclinaison moins élevé (la latitude moins 10 à 15 degrés) durant les mois d'été lorsque le soleil est plus haut dans le ciel. [16]

##### **Protection contre le gel**

Les chauffe-eau solaires conçus pour utilisation par temps froid doivent être protégés contre le gel.

Dans une première méthode de prévention du gel, l'eau qui se trouve dans le circuit du capteur est évacuée automatiquement dans un réservoir au moment où la pompe s'arrête où que la température de l'eau dans la boucle chute en deçà d'un seuil de température déterminé à l'avance. Ce système s'appelle système à vidange autonome.

Une deuxième méthode de protection, le transfert de la chaleur du capteur au réservoir de stockage est effectuée à l'aide d'un antigel non toxique spécial par l'intermédiaire d'un échangeur thermique.

Les systèmes de chauffage solaires saisonniers, c'est-à-dire ceux qui sont destinés à ne servir qu'au printemps, en été et à l'automne, sont habituellement protégés du gel par des soupapes de retenue à bille ou des soupapes manuelles qui permettent l'évacuation et le drainage de l'eau qui se trouve dans le circuit du capteur en temps de gel.



### **1.4.5 Système de stockage**

Le stockage de la chaleur se pose dès qu'il faut adapter la production à la consommation. [3]  
La variabilité de l'énergie solaire implique cette adaptation ou bien le recours à l'utilisation de source d'énergie d'appoint.

Plusieurs méthodes de stockage de chaleur existent : [3]

#### **Le stockage sous forme de chaleur de réactions chimiques réversibles.**

La charge du stock s'effectue en provoquant une réaction chimique endothermique réversible et la décharge du stock a lieu en inversant la réaction, ce qui libère la chaleur.

Cette méthode malgré intéressante n'a pas trouvé d'application pratique du fait des nombreux problèmes qu'elle pose encore entre autres : mauvais échange thermique, instabilité chimique, corrosion, toxicité, inflammabilité.

#### **Le stockage sous forme de chaleur de latente :**

Ce mode de stockage est obtenu en provoquant un changement de phase généralement la transition solide liquide, les échanges thermiques se font à la température de fusion du matériau et les quantités de chaleur mises en jeu sont assez élevées, le rendement est assez élevé puisque l'introduction et l'extraction de la chaleur se font pratiquement à la même température.

Ce mode malgré intéressant n'a pas trouvé d'application pratique du fait des nombreux problèmes rencontrés, tel que le choix du corps fusible en fonction du niveau thermique désiré (température de fusion) est délicat, de plus la variation du volume, la corrosion, la toxicité et le prix de revient doivent être faible de même la stabilité des propriétés physique du matériaux doit se conserver au cours de nombreux cycles successif.

#### **Le stockage sous forme de chaleur de sensible :**

Ce mode est obtenu en chauffant un corps et on le refroidit pour récupérer sa chaleur en cas de besoin. Pour réduire la capacité de stockage, le matériau utilisé doit avoir une capacité thermique et une masse volumique élevées ainsi qu'une bonne conductivité thermique.

L'eau et la pierre sont souvent utilisées dans les applications basse température.

---

Le stockage de la chaleur sous forme sensible dans des sols rocheux est une des solutions dominantes des résultats convenables et une efficacité satisfaisante.

### **Stockage journalier et stockage saisonnier**

Dans le stockage saisonnier l'énergie solaire est stockée durant l'été pour être utilisée en hiver, cette pratique est utilisée dans les applications domestiques particulièrement pour le chauffage des espaces. Dans certaines applications où la demande en énergie est plus ou moins uniforme à travers toute l'année le stockage saisonnier n'est pas adapté ceci est particulièrement vrai dans les applications de conditionnement d'air pour les applications commerciales et domestiques parce que la charge est maximale quand les radiations solaires sont maximales aussi et vice versa, ce type de stockage saisonnier ne donne pas pour ces applications des propositions économiques.

Par stockage journalier on entend tout système ayant un stockage de capacité équivalente pour satisfaire pour quelques jours la charge en chauffage c'est-à-dire juste assez pour compenser de jour en jour les fluctuations climatiques.

Le stockage de chaleur sous forme sensible est le moyen largement utilisé dans les installations pratiques.

Pour le choix du médium de stockage tout dépend du type du système thermique solaire utilisé qui en fonctionnement est influencé par la nature du processus. Ainsi pour la charge de chaleur sensible par eau chaude l'eau est un choix évident, cependant pour les charges en air chaud le stockage peut être par eau dans le cas de système thermique solaire basé sur l'eau (liquide) ou par lit de pierre dans le cas de système thermique solaire basé sur l'air.

#### **1.4.6 Système de distribution :**

Ce système assure la distribution de la chaleur vers le bâtiment (espace à chauffer), le système de distribution du chauffage solaire est identique à celui des systèmes conventionnels. [18]

Il s'agit soit d'un système de distribution d'air ou de système à boucle d'eau (chauffage hydraulique).

Pour les systèmes de chauffage solaire utilisant l'air, la fourniture de la chaleur par réseau de gaine est un choix évident.

Pour les systèmes de chauffage solaire à eau, la fourniture de la chaleur peut se faire soit par réseau de gaine par le biais d'échangeur de chaleur eau - air, soit par système à eau corps de chauffe ou bien dalle, plancher ou plafond chauffant.

La solution par plancher ou plafond chauffant est la plus adéquate et la plus adaptée aux températures fournies par les capteurs solaires.

## **1-5 POMPE A CHALEUR**

### **1.5.1 Qu'est-ce qu'une pompe à chaleur :**

Parmi les dispositifs thermodynamiques mieux adaptés que les appareillages à combustion à fournir de la chaleur à température relativement basse figure en bonne place la pompe à chaleur. Celle-ci n'est, en somme, qu'une machine frigorifique, donc un système qui absorbe de la chaleur à une source froide pour en céder à une source chaude. Une pompe à chaleur est une machine thermodynamique destinée à assurer le chauffage d'un local à partir d'une source de chaleur externe dont la température est inférieure à celle du local à chauffer.

Donc le rôle d'une pompe à chaleur est de transférer une quantité de chaleur d'un niveau bas de température à un niveau supérieur de température.

Ce qui distingue la pompe à chaleur de la machine frigorifique n'est pas le principe de fonctionnement qui est le même mais le but recherché. L'effet utile est pour cet appareil non pas le froid produit mais la chaleur cédée à la source chaude.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectue toujours d'un corps chaud vers un corps froid.

On peut définir une pompe à chaleur comme une machine permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu froid vers un milieu chaud. Pour réaliser ce transfert inverse une dépense d'énergie sera inévitablement nécessaire que l'on retrouve d'ailleurs, sous forme de chaleur, à la source chaude.

En résumé on peut conclure :

- La pompe à chaleur est un appareil de chauffage.
- Une pompe à chaleur est un appareil qui transfère des calories d'un bas niveau de température à une température supérieure ou cette chaleur est exploitée (utilisée).
- Pour assurer ce transfert une énergie est nécessaire qui doit être évidemment inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait de l'intérêt. [19]

## 1.5.2 Les phénomènes de transfert thermique

Pour extraire de la chaleur d'un milieu « froid » (la source froide) vers un milieu chaud (le local à chauffer) on utilise comme vecteur un fluide frigorigène. Celui-ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide on fera subir au fluide frigorigène, en « contact » avec cette source, un phénomène *endothermique* (qui absorbe de la chaleur). De la même manière que pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude on utilisera un phénomène *exothermique* (qui dégage de la chaleur). On fait ainsi décrire une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé *cycle frigorifique*.

La grande majorité des pompes à chaleur utilise le phénomène de vaporisation d'un liquide pour extraire des calories d'une source froide (milieu extérieur). La restitution de calories au milieu à chauffer s'opère alors en utilisant le phénomène de condensation d'une vapeur.

Le changement d'état liquide – vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire de la chaleur. On le met en œuvre dans une machine thermique en faisant évoluer un fluide frigorigène dans un circuit fermé comportant notamment un évaporateur et un condenseur :

- L'évaporateur sera placé dans la source froide (le milieu extérieur) où l'on maintient une température  $T_i$ . Le frigorigène y pénètre en phase liquide et s'y vaporise (à la température  $T_f < T_i$ ) en prélevant de la chaleur à ce milieu : c'est la phase d'extraction de calories
- Le condenseur sera refroidi à la température  $T_r$  par un fluide extérieur (air ou eau). Le frigorigène qui y entre en phase vapeur, se condense à une température  $T_c > T_r$  en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement. [20]

L'énergie mécanique ( $W$ ) fournie à ce système permet l'évolution cyclique du frigorigène.

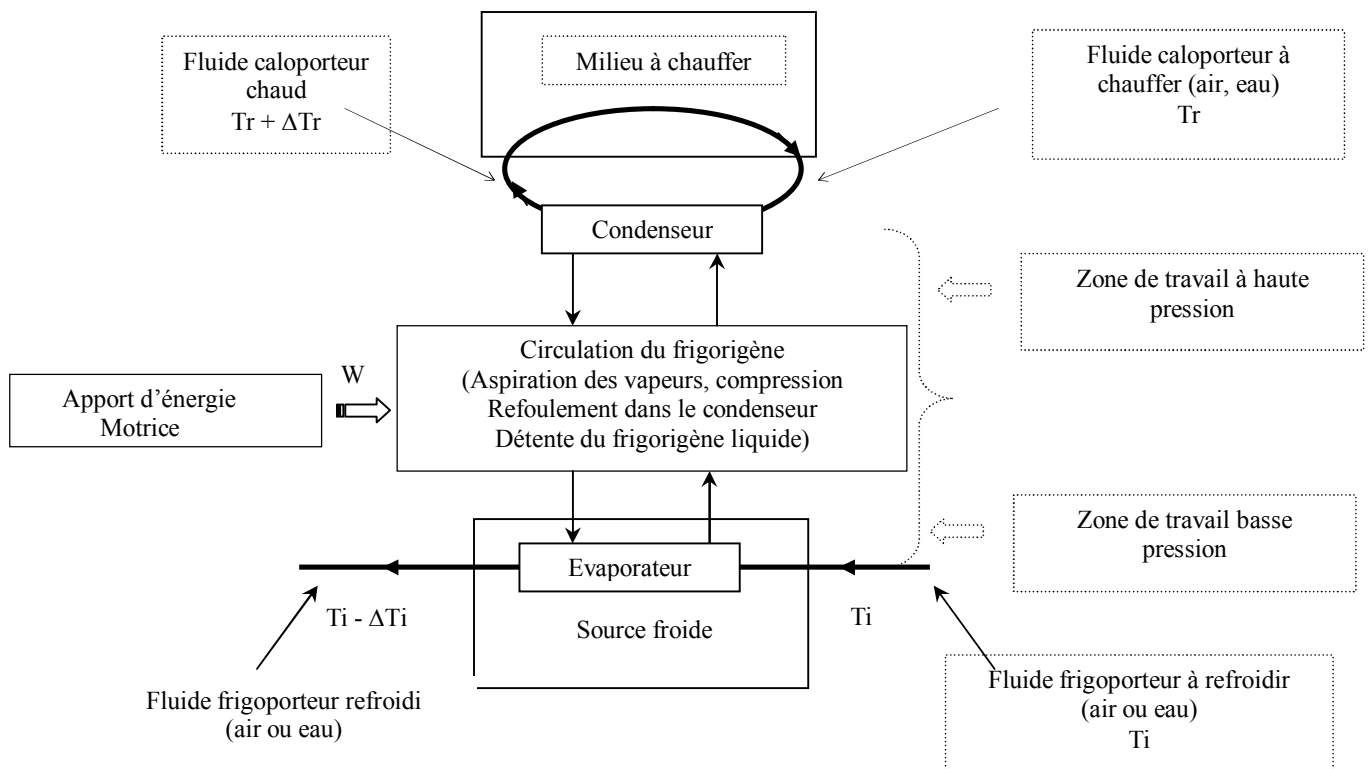


Figure 1.9 : Transfert thermique dans un cycle frigorifique.

### 1.5.3 Cycles de fonctionnement d'une PAC

D'une façon générale, on appelle « *cycle* » une suite (une série) de transformations thermodynamiques que doit subir le fluide frigorigène qui le ramène, périodiquement dans son état initial.

Dans la PAC le transfert de chaleur est effectué à l'aide d'un fluide frigorigène qui décrit un cycle fermé inversé : la chaleur est prélevée par évaporation du frigorigène, les vapeurs dégagées étant ensuite comprimées, puis refroidies et condensées avant d'être réadmis dans l'évaporateur, par l'intermédiaire d'un *détendeur*.

Certaines pompes à chaleur utilisent d'autres cycles frigorifiques parmi lesquels on trouve les *cycles à absorption*. [21]

### 1.5.3.1 Le système à compression :

Les pompes à chaleur à compression sont des machines thermodynamiques utilisées pour produire de la chaleur (air chaud ou eau chaude), ou encore du froid et de la chaleur de manière alternée (groupes réversibles) ou simultanée.

Les principaux éléments d'une telle pompe sont : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.

### 1.5.3.2 Le cycle idéal d'une pompe à chaleur

Une pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur comprend essentiellement les machines et dispositifs suivants : [22]

- *Un évaporateur* : Le rôle de l'évaporateur est de prélever de la chaleur à la source froide dont on dispose. Ce prélèvement de chaleur à basse température s'effectue sur le milieu extérieur (air, eau, etc....). L'évaporateur va donc assurer l'échange thermique du fluide extérieur vers le fluide frigorigène. Le prélèvement de chaleur à basse température a pour effet de faire entrer en ébullition le fluide frigorigène liquide admis dans l'évaporateur.

Deux types d'évaporateurs :

- Les évaporateurs à **air** : la source froide est l'air (PAC **air** / air, **air** / eau);
- Les évaporateurs à **eau** : la source froide est l'eau (PAC **eau** / air, **eau** / eau);

L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation  $T_{ev}$ , correspondant à la pression d'évaporation  $P_{ev}$  du fluide frigorigène.

- *Un compresseur mécanique et son moteur* : le compresseur aspire, sous la pression  $P_{ev}$ , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression  $P_c$  pour la refouler dans le condenseur. La pression  $P_c$  sera telle que la température de saturation correspondant à cette pression soit supérieure à la température du fluide de refroidissement dont on dispose. Le compresseur est considéré comme le cœur de l'installation car c'est quasiment le seul organe mécanique.
- *Un condenseur* : c'est un échangeur de chaleur à surface avec circulation d'un côté du fluide frigorigène à condenser et de l'autre côté de fluide de refroidissement (air, eau, etc....) appelé aussi fluide caloporteur. Il condense le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de  $T_{c1}$  à  $T_{c2}$ . Le fluide frigorigène quittant cet

échangeur est saturant. La condensation s'effectue à la température de condensation  $T_c$  correspondant à la pression de condensation  $P_c$ . On a :  $T_c > T_{c2} > T_{c1}$ . Le rôle du condenseur est de rendre au fluide frigorigène son état liquide qui libère ainsi la chaleur pour chauffer le système (local).

Le condenseur va donc assurer l'échange thermique du fluide frigorigène vers le système. Deux types de condenseurs:

- Les condenseurs à **air** : la source à chauffer est l'air (PAC air / **air**, eau / **air**);
- Les condenseurs à **eau** : la source à chauffer est l'eau (PAC air / **eau**, eau / **eau**);
- *Un détendeur* : qui alimente en frigorigène l'évaporateur sans excès ni défaut. Le frigorigène y subit la détente de  $P_c$  à  $P_{ev}$ . Le rôle du détendeur est de détendre le fluide frigorigène liquide, c'est-à-dire de passer de la « haute pression » de condensation à la « basse pression » d'évaporation.

Il modifie les conditions d'équilibre du fluide frigorigène en abaissant la pression du fluide par un dispositif d'étranglement. Le détendeur peut être automatique ou non automatique

Ces divers éléments sont reliés par des tuyauteries équipées des armatures de service et de sécurité usuelles

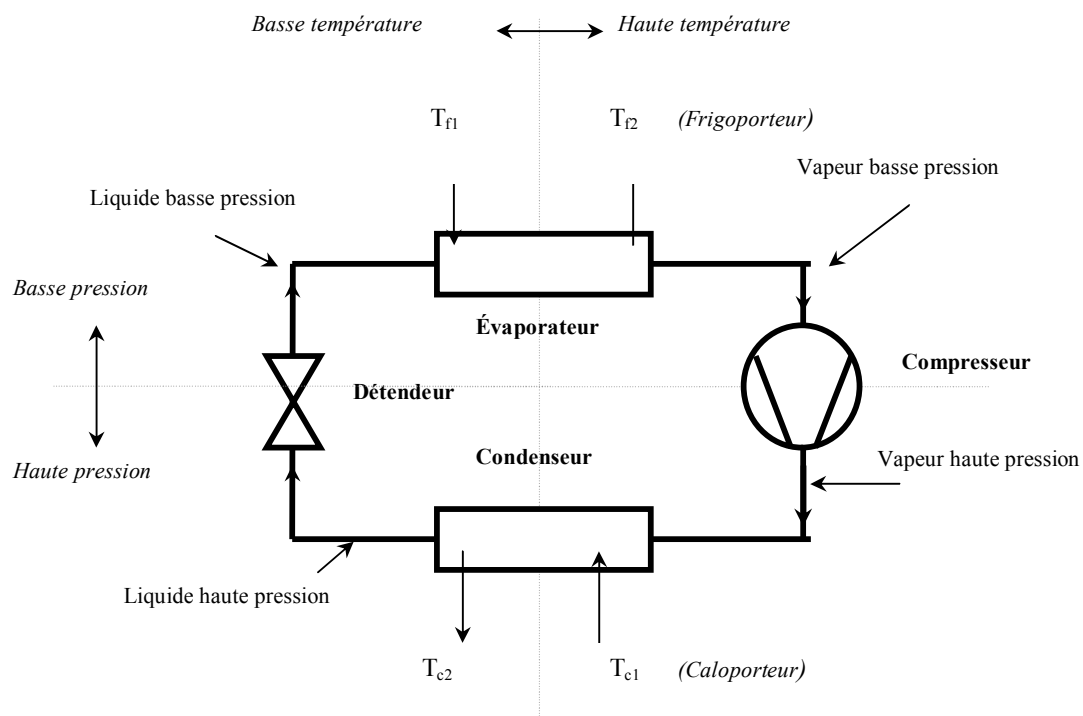


Figure 1.10 : Représentation schématique du cycle frigorifique à compression mécanique

Le cycle fondamental d'une telle machine (à *compression mono-étagée*) peut être décomposé en quatre étapes illustrées dans un diagramme enthalpique ( $\text{Log } P = g(h)$ ).

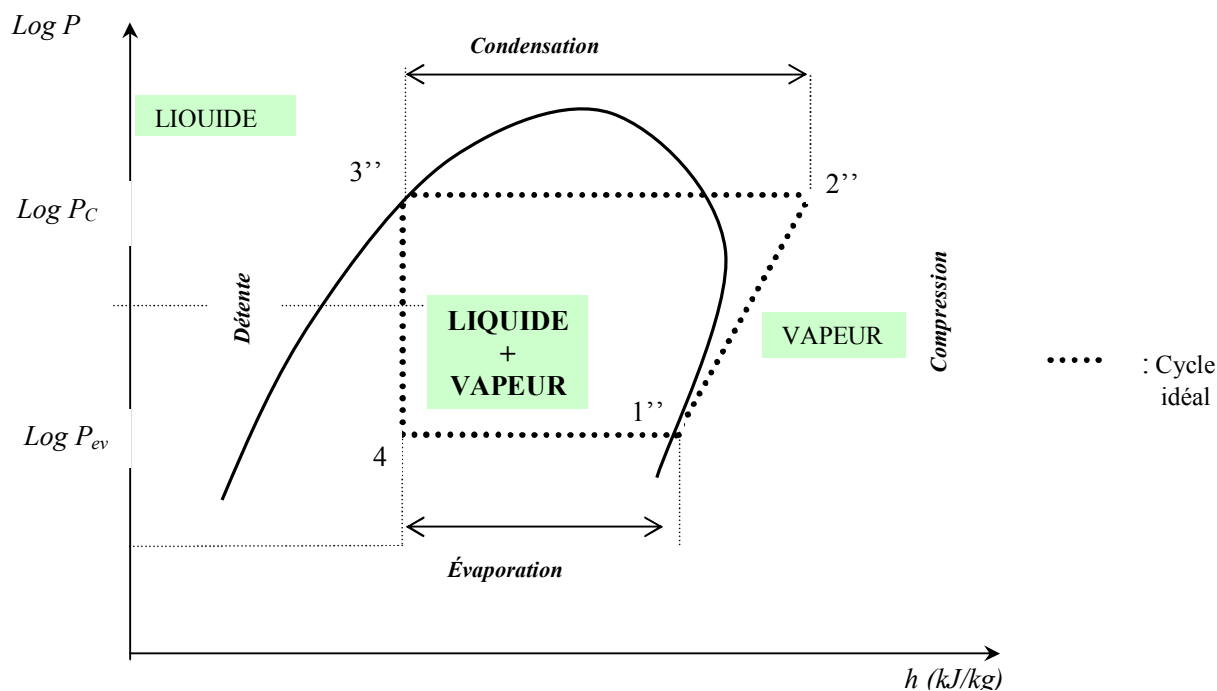


Figure 1.11 : Cycle frigorifique idéal.

Les étapes de transformation sont ainsi :

- 1''- 2'' : **compression adiabatique réversible** (isentropique) : au point 1'', le liquide est entièrement vaporisé.
- 2''-3'' : **condensation isotherme et isobare** : il y a liquéfaction. La différence d'enthalpie entre 2'' et 3'' représente la quantité de chaleur laissée au condenseur (donc fournie au caloporteur).
- 3''- 4'' : **détente isenthalpique** du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage. L'enthalpie ne varie pas car le froid produit sert pratiquement à refroidir le fluide.
- 4''-1'' : **évaporation isotherme et isobare** ...et le cycle recommence.

Ce cycle fondamental s'accompagne des hypothèses suivantes d'une machine supposée idéale :

- ❖ le **compresseur est parfait** (pas d'espace mort, parois imperméables, pas de frottements ni de résistance passive)
- ❖ les **échanges de chaleur** dans l'évaporateur et dans le condenseur se font d'une manière **réversible**
- ❖ les parois des **tuyauteries** sont **imperméables** à la chaleur et l'écoulement du fluide s'y effectue sans frottement ni résistance passive.



En se rapportant toujours au diagramme enthalpique (Log P, h) de la figure 1.11 il est possible d'établir les valeurs théoriques des paramètres caractérisant le cycle idéal. [22]

Ce diagramme (appelé aussi « diagramme de Mollier ») est rapporté à une masse de fluide frigorigène  $m = 1$  kg.

Le choix d'échelle en abscisse (enthalpie h en kJ / Kg) est très pratique pour l'exploitation quantitative du cycle, car il permet de lire directement les énergies  $h_i$  aux différents points (1'',2'',3'',4'') du cycle de la machine.

### 1.5.3.3 Bilan des échanges de chaleur et de travail

- Chaleur extraite à l'évaporateur :

$$Q_F = h1'' - h4'' > 0 \quad (1.17)$$

- Travail de compression :

$$W = h2'' - h1'' > 0 \quad (1.18)$$

- Chaleur dégagée au condenseur :

$$Q_{CD} = h3'' - h2'' < 0 \quad (1.19)$$

- Détente : (isenthalpique)

$$h4'' = h3'' \text{ d'où } \Delta h = 0 \quad (1.20)$$

### 1.5.3.4 Le Coefficient de performance théorique d'une pompe à chaleur

La structure générale d'une PAC **ditherme** (soumise à deux sources de chaleur) est donnée ci – dessous. Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente) W fournie à ce système, on absorbe à la source froide (qui est à la température  $T_f$ ) l'énergie thermique  $Q_f$  et on rejette à la source chaude (à la température  $T_c > T_f$ ) l'énergie thermique  $Q_c$ . [19]

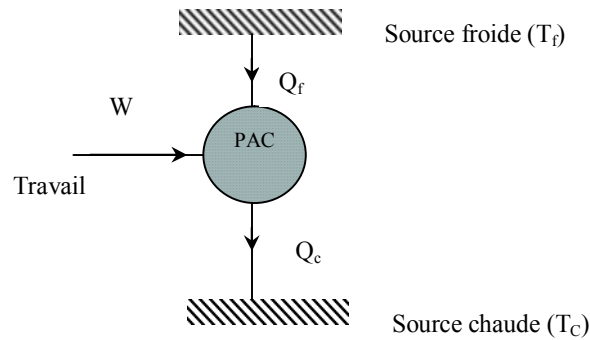


Figure 1.12 : Schématisation du transfert de chaleur.

L'énergie utile pour une PAC étant la chaleur rejetée à la source chaude  $Q_{CD}$ , le COP d'une PAC ditherme idéale peut alors s'écrire :

$$COP_{id} = \frac{Q_{CD}}{W} \quad (1.21)$$

L'application du premier principe à ce système donne :

$$Q_f - Q_{CD} + W = 0 \quad (1.22)$$

$$W = Q_{CD} - Q_f \quad (1.23)$$

Ce COP (appelé parfois *efficacité de Carnot* ou COP de Carnot) constitue la limite théorique que l'on peut obtenir pour une machine quelle que soit la perfection technique de celle-ci.

Par définition le coefficient de performance d'une PAC théorique décrivant le cycle idéal est :

$$COP_{th} = |Q_{CD}| / W \quad (1.24)$$

(Car ce terme ne saurait être négatif)

D'où

$$COP_{th} = (h_{2''} - h_{3''}) / (h_{2''} - h_{1''}) \quad (1.25)$$

### Processus de compression :

Le compresseur ne fonctionne pas isentropiquement :

Suivant la nature du compresseur et de son refroidissement éventuel, le point de refoulement sera situé aux points 2<sub>1</sub>, 2<sub>2</sub>, ou 2<sub>3</sub>.

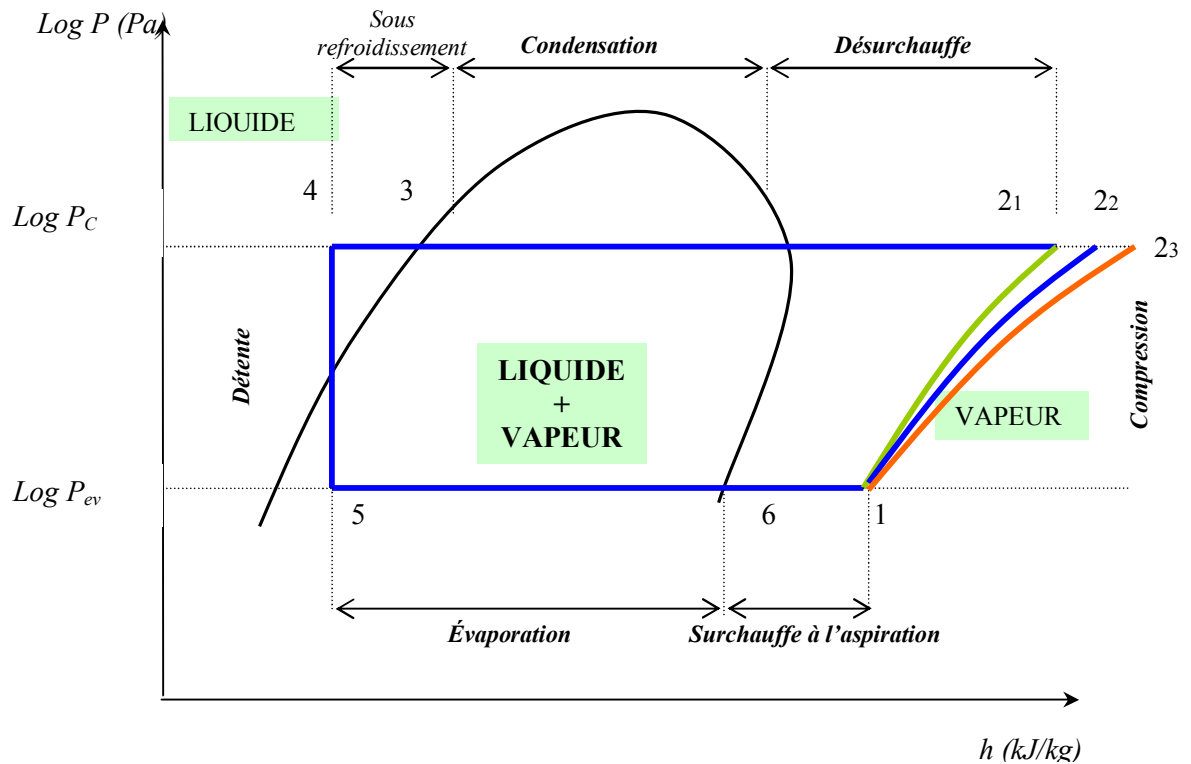


Figure 1.13 : Cycle frigorifique réel avec différents points de refoulement du compresseur.

Sur la figure 1.13 sont représentés les divers cycles frigorifiques réels suivant les points de refoulement du compresseur.

Du point 1 (sortie de l'évaporateur) au point 2<sub>1</sub>, 2<sub>2</sub> ou 2<sub>3</sub>

- Si le compresseur est mal refroidi, la température de refoulement est 2<sub>3</sub> (dégagement de chaleur supérieur au refroidissement).
- Si le compresseur est bien refroidi, la température de refoulement est 2<sub>1</sub> (dégagement de chaleur inférieur au refroidissement).
- Si le dégagement de chaleur dû à l'imperfection du fonctionnement du compresseur est égal au refroidissement, le point de refoulement est situé en 2<sub>2</sub>.

On observe une différence de points de refoulement suivant la nature du groupe moto-compresseur utilisé.

### **Groupe moto-compresseur hermétique**

Le point de refoulement sera presque toujours situé en  $2_3$  en raison du refroidissement très réduit de l'enveloppe et de la présence du moteur dans celle-ci.

Ceci est dans un certain sens, un avantage pour la pompe à chaleur car on retrouve les pertes thermiques du compresseur et son moteur dans le condenseur.

### **Compresseur semi-hermétique**

Suivant le refroidissement du compresseur on aura un point de refoulement situé entre  $2_1$  et  $2_3$ .

La conception du compresseur semi-hermétique favorise le refroidissement externe de celui-ci. Toutes les pertes thermiques du moteur ne sont pas transmises au fluide.

### **Compresseur ouvert**

Le point de refoulement est proche de  $2_2$  ou  $2_1$  si la culasse est refroidie.

Les pertes thermiques du moteur ne sont pas transmises au fluide en raison de la séparation physique du compresseur et de son moteur.

- ▶ Il est très difficile de déterminer par le calcul quel sera le point exact de refoulement d'un compresseur. On définit généralement le point de refoulement par rapport à l'isentrope. De  $2_1$ ,  $2_2$  ou  $2_3$ .

On cherchera à ne pas perdre de chaleur entre le refoulement du compresseur et l'entrée du condenseur.

Il convient de préciser que dans une pompe à chaleur il y a intérêt à récupérer les pertes thermiques du compresseur, ce qui peut être assuré de plusieurs manières :

- compresseur avec circulation d'eau, cela peut être intéressant pour les grosses unités de pompes à chaleur à condensation par eau, on fait ainsi circuler l'eau de sortie du condenseur dans le circuit de refroidissement du compresseur ;
- compresseur situé dans la veine d'air de soufflage pour les pompes à chaleur à condensation par air ;
- récupération des pertes thermiques du compresseur dans le condenseur (en évitant de refroidir le compresseur).

Il est à noter que la surchauffe éventuelle dans la tuyauterie d'aspiration est bénéfique du point de vue thermique mais peut être gênante en raison des phénomènes de condensation extérieure.

### 1.5.3.5 Cycle réel à compression mécanique de vapeur liquéfiable

Lors du fonctionnement réel de l'installation, les imperfections et les pertes qui se produisent modifient notablement l'allure du cycle.

L'annulation des hypothèses simplificatrices faites précédemment occasionne les effets succinctement décrits ci – après [19] :

- **Le compresseur** est réel, c'est-à-dire qu'il comporte notamment un **espace mort** (le volume aspiré par le compresseur peut être très différent du volume balayé par le piston) et que la compression s'y effectue avec des **échanges de chaleur, des frottements et des résistances passives**. L'allure générale de la courbe de compression cesse d'être une isentrope (elle est polytrophe).
- Les échanges de chaleur dans **l'évaporateur** et le **condenseur** se font d'une **manière irréversible**, c'est-à-dire en nécessitant des différences de température ; il en résulte :
  - La température effective d'évaporation ( $T_{\text{évap}}$ ) du fluide frigorigène doit être inférieure à la température du milieu à refroidir:  $T_{\text{évap}} < T_f$ .
  - La température effective de condensation ( $T_{\text{cond}}$ ) du fluide frigorigène doit être supérieure à la température du fluide de refroidissement:  $T_{\text{cond}} > T_C$ .
- Dans **les tuyauteries**, il se produit inévitablement des **pertes de charge** ainsi que des **échanges de chaleur parasites (sous refroidissement du liquide)** avec le milieu malgré l'isolation thermique. L'influence des pertes de charge est particulièrement sensible du côté vapeur du circuit. s'il s'en produit également du côté liquide du circuit.

A ces effets néfastes, il peut encore s'ajouter une **surchauffe de la vapeur** à la sortie de l'évaporateur, à cause de celui-ci et/ou par suite d'échanges de chaleur parasites le long de la tuyauterie entre l'évaporateur et le compresseur. Cette surchauffe à l'aspiration provoque un déplacement du point de début de compression de 1'' en 1 (Figure 1.14). Cette surchauffe est néanmoins indispensable car le compresseur, presque toujours de type volumétrique, ne doit en aucun cas aspirer du liquide.

D'une manière générale, les influences défavorables décrites ci-dessus conduisent aux conséquences suivantes :

- Augmentation du travail de compression
- Accroissement de la température en fin de compression (problèmes de lubrification notamment)
- Diminution de la puissance frigorifique prélevée au milieu froid (puissance pompée à la source froid)

L'observation d'un cycle réel sur le diagramme de Mollier conduit aux constatations suivantes [19] :

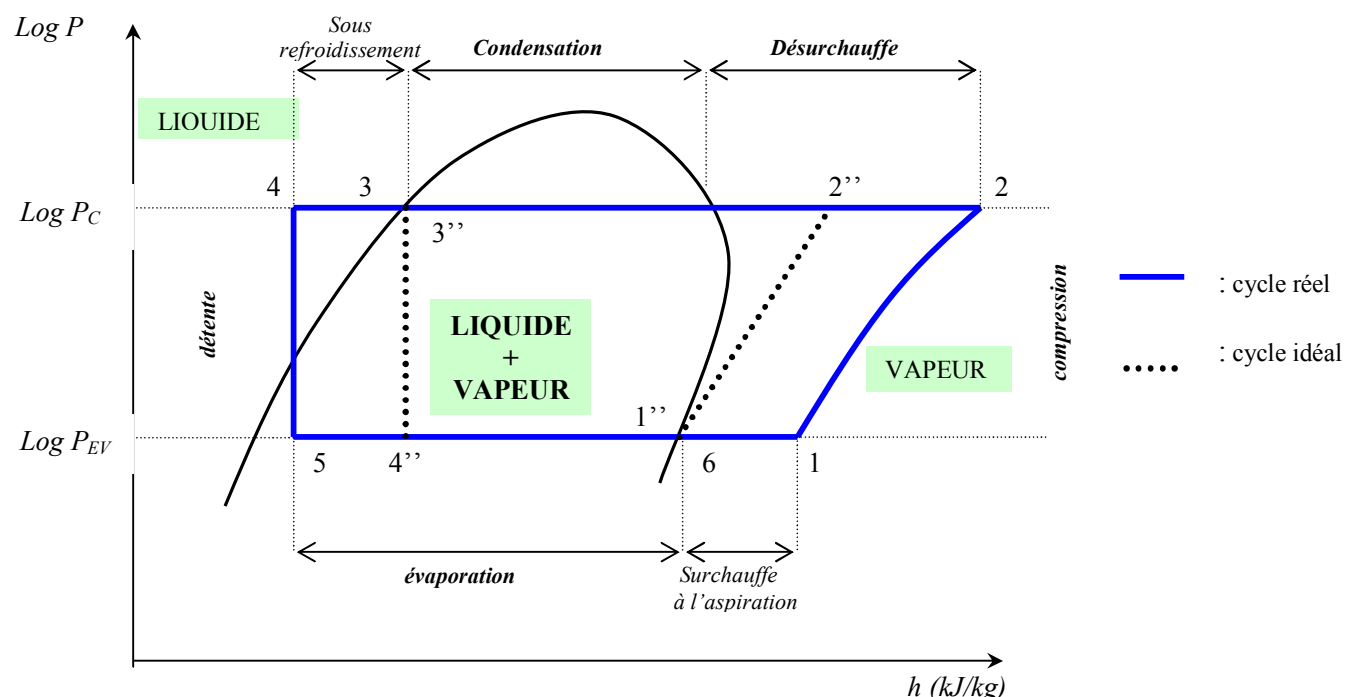


Figure 1.14 : Cycle frigorifique idéal et réel.

Les diverses transformations qui jalonnent le cycle frigorifique réel à compression sont décrites ci-dessous :

- Entre les points 1 et 2, **la vapeur de frigorigène est comprimée** de  $P_{ev}$  à  $P_C$ . L'enthalpie  $h_2$  et la température  $T_2$  augmentent car le compresseur étant réel, la transformation est irréversible et non adiabatique.
- Entre les points 2 et 3, **la vapeur de frigorigène est désurchauffée** de  $T_2$  à  $T_c$ , puis **condensée** à la température constante  $T_C$ , enfin le liquide formé est **sous-refroidi** de  $T_c$  à  $T_3$ .

- Entre les points 3 et 4, **le liquide frigorigène se déplace** dans la conduite de liquide ; sa température continue, généralement, à s'abaisser de  $T_3$  à  $T_4$  ; **le sous refroidissement augmente**.
- Entre les points 4 et 5, **le liquide frigorigène se détend** dans le régleur (vanne de laminage) de  $P_c$  à  $P_{ev}$  en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (sa surface d'échange thermique est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, **la détente est isenthalpique**. Le liquide devant nécessairement se refroidir de  $T_4$  à  $T_{ev}$ , une partie de sa masse se vaporise (à la fin de la détente il y a un début d'évaporation du liquide).
- Entre les points 5 et 6, le **frigorigène se vaporise**, sous la pression  $P_{ev}$ , à la température  $T_{ev}$ , dans l'évaporateur. La vapeur se surchauffe ensuite légèrement de  $T_{ev}$  à  $T_6$ , toujours sous la pression constante  $P_{ev}$ .
- Entre les points 6 et 1, le **frigorigène, évaporé et aspiré par le compresseur, se réchauffe**, dans la conduite d'aspiration, de  $T_6$  à  $T_1$ , toujours sous la pression  $P_{ev}$ .

### Caractéristiques réelles de la PAC à compression mécanique

On se place dans le cas d'une PAC décrivant un cycle à compression mécanique. On suppose que cette machine fonctionne en régime permanent tout en négligeant les variations d'énergies cinétique et potentielle. On a ainsi, pour une masse de frigorigène, entre l'entrée  $e$  et la sortie  $s$  d'un élément du circuit thermodynamique :

$$Q + W = h_s - h_e \quad (1.26)$$

### Chaleur et puissance calorifiques produites au condenseur

Dans les conditions décrites ci-haut et étant donné que le condenseur est une machine statique ( $w = 0$ ) :

- La chaleur produite,  $Q_{CD}$ , par unité de masse de frigorigène qui se désurchauffe, se liquéfie et se sous-refroidit dans le condenseur (de 2 à 4) est :

$$Q_{CD} = h_4 - h_2 < 0$$

$$D'où : \quad |Q_{CD}| = h_2 - h_4 \quad (1.27)$$

( $Q_{CD}$  est souvent exprimé en kilojoules / kilogrammes)

- La puissance calorifique (thermique) produite au condenseur est (en valeur absolue) alors :

$$\dot{P}_c = \dot{m} \cdot |Q_{CD}| = \dot{m} (h_2 - h_4) \quad (1.28)$$

Avec  $\dot{m}$  : débit massique (en kilogrammes par seconde) de la PAC.

### Chaleur et puissance calorifiques extraites à l'évaporateur

- La chaleur extraite,  $Q_f$ , par unité de masse de frigorigène qui s'évapore (de 5 à 1) est, d'après le cycle étudié :

$$Q_f = h_1 - h_5 \quad (1.29)$$

- Par conséquent, la puissance calorifique qu'une PAC absorbe à sa source froide (le débit massique  $\dot{m}$  étant connu) est :

$$\dot{P}_f = \dot{m} (h_1 - h_5) \quad (1.30)$$

### Travail et puissance absorbée par le compresseur

Pour comprimer le débit massique  $\dot{m}$  de vapeur de 1 à 2, le compresseur recevrait le travail :

$$W = h_2 - h_1 \quad (1.31)$$

et donc la puissance

$$\dot{P}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (1.32)$$

En tenant compte des pertes (thermodynamiques et mécaniques) le compresseur réel doit consommer, sur son arbre, la puissance effective :

$$\dot{P}_{réelle} = \dot{P}_{comp} / h_{réel} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) / h_{réel} \quad (1.33)$$

( $h_{réel}$  représente le rendement du transfert de puissance mécanique au compresseur).



### 1.5.3.6 COP d'une PAC réelle à compression mécanique de vapeur

#### Le coefficient de performance réel

Le COP peut être exprimé à partir des notations de la figure représentant le cycle réel. En effet [19] :

$$\text{COP}_{\text{réel}} = |Q_c| / w = (h_2 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (1.34)$$

On constate que :  $\text{COP}_{\text{réel}} < \text{COP}_{\text{idéal}}$

Ainsi donc toutes les irréversibilités du cycle réel font baisser le COP par rapport au COP de la machine idéale de CARNOT.

#### Les facteurs influents le COP

Les facteurs qui influencent le COP sont :

- Les pressions  $P_c$  (pression absolue du fluide frigorigène au condenseur) et  $P_{ev}$  (à l'évaporateur): le COP est d'autant meilleur que le rapport  $P_c / P_{ev}$  est plus faible, ce qui revient à dire que la température de la source froide doit être aussi tiède que possible.
- La nature du fluide frigorigène utilisé : en effet, le rendement d'un compresseur dépend non seulement de son régime de marche et de son rapport de compression mais aussi du fluide utilisé.

### 1.5.3.7 Le COP global

Le COP global diffère du COP réel de la machine, car il faut tenir compte des pompes de circulation d'eau, des ventilateurs d'air, de l'énergie de dégivrage, etc.... En ajoutant les diverses consommations pour faire fonctionner ces accessoires, on définit le COP global de l'installation par [19] :

$$\text{COP}_g = k \cdot \text{COP}_{id} = k \cdot [1 - (T_{ev} / T_c)] \quad (1.35)$$

où  $k$  est un facteur qui dépend du type d'installation :

- $k = 0,4$  à  $0,45$  pour de toutes petites machines (de la taille d'un climatiseur individuel)
- $k = 0,5$  à  $0,55$  pour une machine de moyenne puissance (de la taille d'une pompe à chaleur de maison individuelle)

- $k = 0,6$  pour les machines de plusieurs dizaines ou centaines de kW
- $k = 0,7$  à  $0,75$  pour les machines de très grandes puissances (plusieurs milliers de kW)

### 1.5.3.8 Le coefficient d'exploitation

Le plus souvent on introduit un coefficient d'exploitation (COE) comme critère pour l'exploitation économique d'une installation de pompe à chaleur. Le COE exprime le rapport entre une consommation annuelle de référence de chauffage (électrique ou autre) du local et la consommation globale réelle du chauffage par pompe à chaleur du même local, y compris tous les accessoires et chauffage d'appoint. Le COE est défini par [19] :

$$COE = Eu / (Em + Ea) \quad (1.36)$$

Avec :  $Eu$  : énergie utile obtenue pendant le temps  $t$  (annuelle).

$Em$  et  $Ea$  : énergies fournies ou absorbées par l'installation complète de pompe à chaleur pendant le temps  $t$ .

### 1.5.3.9 Le rendement de cycle

On définit également le rendement de transformation (ou degré effectif de réversibilité relatif au cycle de Carnot inversé), par le rapport à l'efficacité effective du cycle réel et celle du cycle de Carnot évoluant entre les mêmes températures extrêmes [19] :

$$\eta_{tr} = COP_{réel} / COP_C \quad (1.37)$$

Pour les pompes à chaleur à compression mécanique de vapeur utilisant des compresseurs volumétriques,  $\eta_{tr}$  est compris entre 0,35 et 0,45 pour de petites puissances et monte à 0,60 – 0,65 pour les moyennes et grandes puissances.

## **CHAPITRE 2**

**ANALYSE DU COUPLAGE**

**CAPTEURS SOLAIRES**

**POMPES À CHALEUR**

---

## CHAPITRE 2 : ANALYSE DU COUPLAGE

### CAPTEURS SOLAIRES POMPES À CHALEUR

#### 2-1 COUPLAGE POMPE À CHALEUR CAPTEUR SOLAIRE

Les pompes à chaleur sont devenues un moyen de chauffage conventionnel à condition de disposer sur le lieu de leur utilisation d'une source froide de chaleur qui soit abondante et gratuite et à un niveau de température acceptable.

##### 2.1.1 Raisons du couplage

En chauffage, Les deux systèmes pompes à chaleur et capteurs solaires pris séparément possèdent des insuffisances et des déficiences.

##### 2.1.1.1 Pour les pompe à chaleur

###### Sources froides [20]

La source froide représente le milieu dans lequel on va puiser l'énergie. Deux fluides sont abondants dans la nature, l'air et l'eau, mais d'autres possibilités sont utilisables. Les critères suivants permettent de définir les qualités de la source utilisée :

- la disponibilité ;
- la température de la source et sa variation pendant la saison de chauffage ;
- l'énergie disponible ;
- le coût d'accès.

###### a) Air extérieur :

C'est la source la plus abondante et la plus universelle.

L'énergie disponible est théoriquement infinie. Les inconvénients de l'air extérieur sont dus, d'une part, à la variation de température et, d'autre part, à son humidité (givrage).

La baisse de la température de l'air entraîne une baisse du coefficient de performance (écart source froide/source chaude plus grand) en hiver alors que les besoins de chauffage sont plus élevés.

La présence d'humidité nécessite l'installation d'un système de dégivrage de l'échangeur extérieur, d'où une machine plus compliquée avec un coefficient de performance qui chute lorsqu'on a besoin de dégivrer (pour  $\theta_{\text{ext.}} < +5^{\circ}\text{C}$  environ).

On peut assurer un dégivrage périodique de l'évaporateur par inversion du fonctionnement (l'évaporateur devenant condenseur), par chauffage électrique ou encore par soufflage d'air pendant les périodes de besoins réduits, mais le chauffage par la pompe à chaleur est alors arrêté et le réchauffage de l'air extérieur soufflé sur l'évaporateur nécessite une dépense d'énergie supplémentaire.

#### b) **Air extrait des bâtiments :**

Il est nécessaire d'assurer le renouvellement d'air des bâtiments, donc d'extraire un volume d'air à une température voisine de  $20^{\circ}\text{C}$  qui constitue ainsi une source de chaleur intéressante.

Les contraintes sont les suivantes :

- énergie limitée par le renouvellement d'air ;
- nécessité de prendre en compte la qualité de l'air : filtration et agressivité (dans le cas d'air extrait de certains locaux industriels).

#### c) **Eau :**

L'eau source de chaleur est présente sous de nombreuses formes : lac, rivière, mer, forages, rejets industriels, circuits de refroidissement de machines, etc. Suivant le lieu d'utilisation, l'eau est ou non disponible et à des coûts parfois élevés.

Les éléments à prendre en compte en fonction des précautions avant de décider d'utiliser une telle source sont :

Le débit, la température, la qualité (corrosion et filtrage), afin d'assurer la pérennité des équipements et les conditions de rejet ou de réinjection, et les différents coûts relatifs à ces critères.

Les forages doivent être exécutés dans les règles de l'art pour se prémunir contre les problèmes de filtration et d'ensablement.

- Dans l'industrie, on rencontre soit des eaux de refroidissement de machines dont l'utilisation comme source de chaleur a des répercussions bénéfiques sur les coûts de production, mais pour lesquelles la qualité est à examiner (composition chimique et particules en suspension). L'utilisation de l'eau comme source de chaleur n'a pas les mêmes inconvénients que l'air extérieur, mais les consommations des auxiliaires (captage) peuvent réduire l'efficacité énergétique globale du système.

La réalisation de forages, notamment, avec toutes les précautions utiles afin que la source ne devienne pas une contrainte importante pour l'utilisation de la pompe à chaleur.

L'utilisation directe des eaux de lacs, de rivières ou de fleuves est souvent la cause de contre-références, elles peuvent devenir si froides en hiver qu'elles risquent de faire geler l'évaporateur et donc provoquer l'arrêt de la pompe à chaleur par déclenchement des organes de sécurité. Ce type de source froide ne convient que pour les grosses puissances.

Il est à remarquer qu'à chaque fois qu'on prévoit de l'eau comme source froide, il y a des risques de corrosions et d'encrassement et l'on étudiera les possibilités de nettoyage des installations.

#### d) **Le sol :**

Cette chaleur est récupérée grâce à un échangeur (canalisation PVC) enterré à faible profondeur (0,8 à 2 m) dans lequel circule de l'eau glycolée réfrigérée par la pompe à chaleur.

L'utilisation du sol à des profondeurs plus importantes augmente sensiblement les surfaces d'échange, la recharge thermique à grande profondeur étant beaucoup plus lente.

Les caractéristiques les plus importantes du sol qui vont déterminer sa capacité à céder de la chaleur sont le coefficient de conductivité thermique  $\lambda$ , la masse volumique et la capacité thermique massique.

La chaleur emmagasinée par le sol ne provient généralement pas des profondeurs, mais elle est due à l'ensoleillement, à la convection et à la pluie.

Un dimensionnement de 20 W/m de tuyau est une limite au-delà de laquelle les phénomènes de gel se manifestent en cours de saison de chauffe.

Le surcoût engendré par un tel système (échangeur, eau glycolée, etc.) n'est pas négligeable pour des performances comparables aux autres sources.

### 2.1.1.2 Pour le chauffage solaire

Bien que des installations utilisant l'énergie solaire pour le chauffage des locaux, sont réalisées, ils subsistent un problème pour que ces systèmes soient satisfaisants.

La température à laquelle le fluide (air - eau) quitte les capteurs, dans les systèmes classique de chauffage par canalisation d'eau chaude par radiateurs (corps de chauffe) est à une température plus élevée que celle qui sort habituellement des capteurs solaires.

Les systèmes de chauffage basse température nécessitent soit un grand plafond radiant, soit des panneaux mis en place à la construction et ceux à canalisation d'air basse température nécessitent un grand nombre de canalisation.

Même avec des systèmes basse température, les capteurs solaires doivent être à double vitrage et isolés ce qui augmentent leur prix.

L'efficacité des capteurs diminue quand la température d'entrée ou de retour du fluide (air ou eau) augmente.

En hiver la durée de jour est réduite (de l'ordre de 7 à 8 heures) et le temps de présence du soleil (ensoleillement) est plus réduit, donc le chauffage solaire coûte cher pour de faibles économies.

La gestion de l'énergie solaire nécessite d'envisager des stockages d'importances très variables suivant les applications envisagées. Par exemple il est nécessaire de prévoir un stockage quotidien et de l'utiliser durant la nuit de même de prévoir le stockage nébuleux qui correspond à des passages nuageux accidentels. [4]

Les systèmes de chauffage solaire assure généralement une fraction seulement des besoins en chauffage et sont souvent assistés énergétiquement.

## 2.2 Objectif du couplage

Pour montrer l'intérêt du couplage, nous utilisons un modèle simplifié basé sur le cycle de Carnot. [23]

Considérons une pompe à chaleur fonctionnant entre la source froide  $S_f$  à la température  $T_f$  et la source chaude  $S_c$  à la température  $T_c$ .

La chaleur puisée à  $S_f$  est  $Q_f$ .

La chaleur transmise à  $S_c$  est  $Q_c$ .

La quantité totale d'énergie mécanique absorbée par la machine est  $W$

D'après le théorème de CLAUSIUS (application du second principe de thermodynamique).

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{|Q_f|}{T_f} - \frac{|Q_c|}{T_c} = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{|Q_f|}{T_f} = \frac{|Q_c|}{T_c} \quad (2.3)$$

Le coefficient de performance idéal de l'équation (1.24) exprimé en fonction des températures devient :

$$COP = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (2.4)$$

$$COP = \frac{1}{1 - T_f/T_c} \quad (2.5)$$

$T_f$  et  $T_c$  étant des températures absolues exprimées en KELVIN (K)

L'analyse de la variation du COP en fonction de la variation des températures  $T_f$  et  $T_c$  donne :

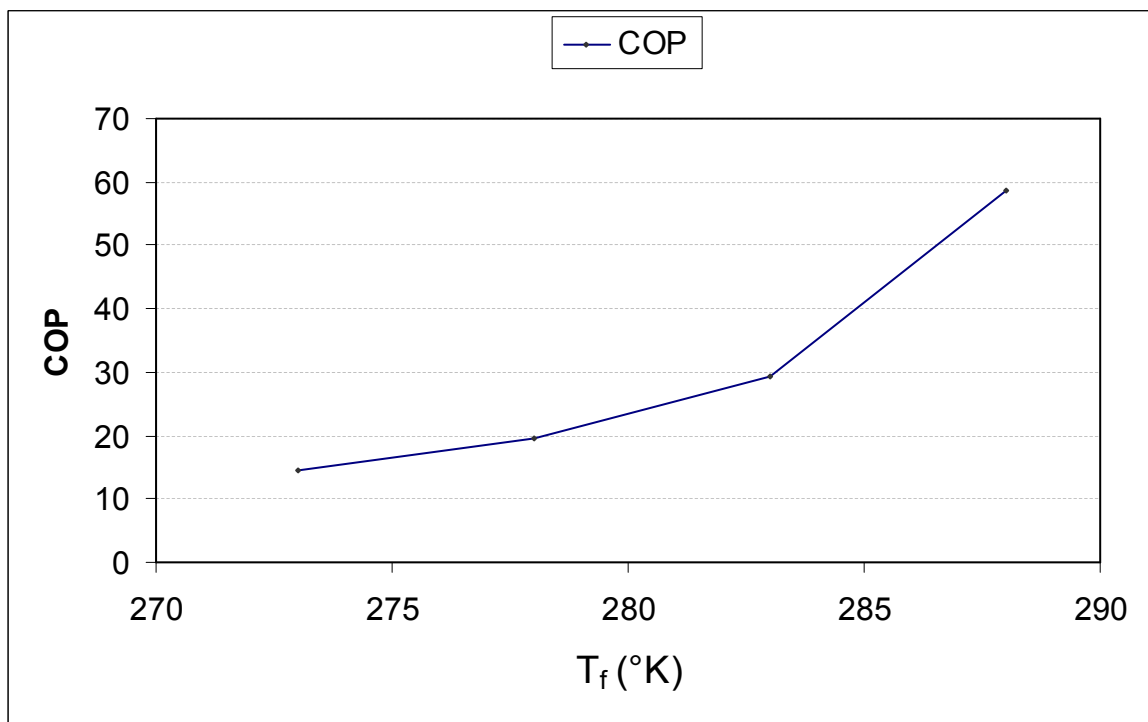


Figure 2.1 : Variation du COP en fonction  $T_f$  de pour  $T_c = 20^\circ\text{C}$  ( $293^\circ\text{K}$ ).



La figure 2.1 représente la variation du COP théorique en fonction de la température de la source froide  $T_f$  pour une température constante de la source chaude  $T_c = 20^\circ\text{C}$ .

On remarque sur cette figure que plus la température de la source froide  $T_f$  est grande et plus le COP augmente en d'autre terme la machine frigorifique est plus performante.

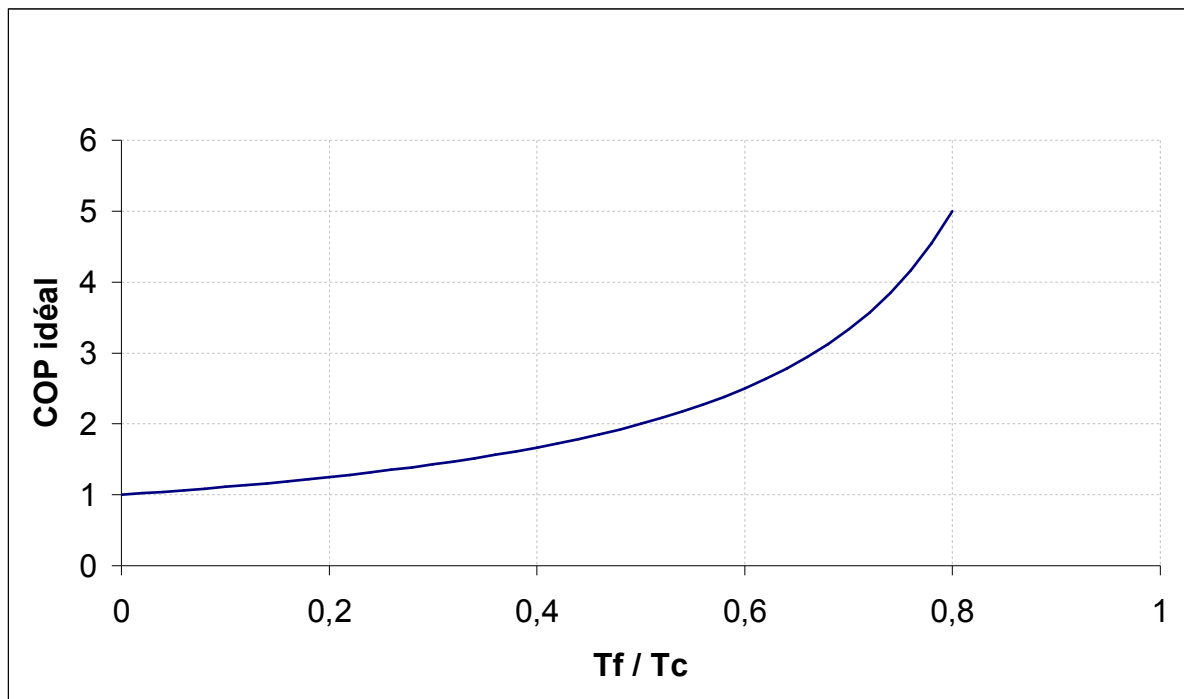


Figure 2.2 : Variation du COP en fonction de  $T_f/T_c$ .

La Figure 2.2 montre la variation du COP théorique en fonction du rapport de température  $T_f/T_c$ .

À partir de cette figure on déduit que le COP est plus important quand le rapport  $T_f/T_c$  est proche de l'unité c'est-à-dire la température de la source froide  $T_f$  est proche de celle de la source chaude.

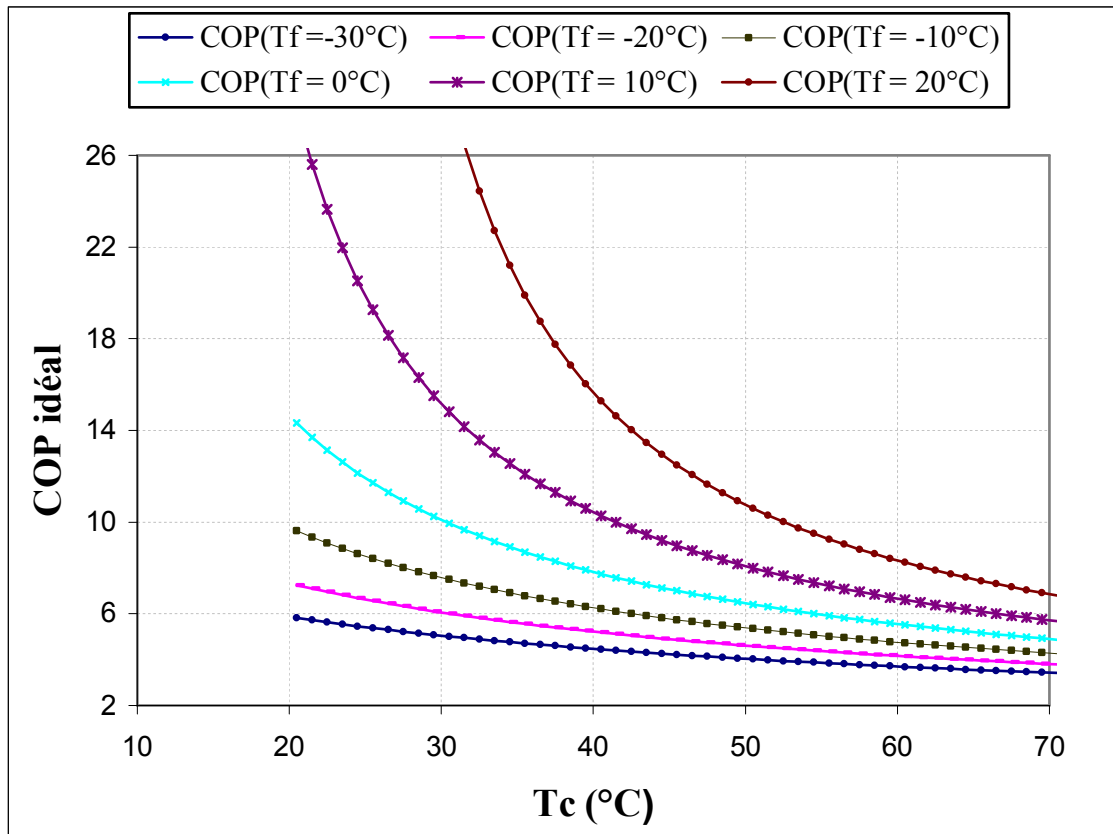


Figure 2.3 : Variation du COP en fonction de  $T_f$  et de  $T_c$ .

La figure 2.3 représente la variation du COP théorique en fonction de la température de la source chaude  $T_c$  pour différentes valeurs de la température de la source froide  $T_f$ .

A partir de cette figure on peut constater que pour une valeur spécifique de  $T_c$  plus la température de la source froide  $T_f$  est grande est plus le COP est important, alternativement pour une valeur fixe de  $T_f$  plus  $T_c$  augmente est plus le COP diminue.

On conclue :

- Plus  $T_f$  sera élevé et plus le COP sera grand.
- Plus  $T_c$  sera faible et plus le COP sera grand.
- Si  $T_f = T_c$  le COP devient infinie (théoriquement).
- La machine est d'autant plus efficace que le rapport  $T_f / T_c$  est proche de l'unité : en d'autre terme la température de la source froide est proche de la température de la source chaude.

Si on pouvait augmenter gratuitement la température de la source froide, on peut considérablement améliorer le COP de la pompe à chaleur.

En tenant compte de la disponibilité de l'énergie solaire une autre option apparaît est d'utiliser cette forme de chaleur gratuite et abondante comme source froide, et d'augmenter la température de la source froide par des capteurs solaires.

L'énergie solaire constitue donc une source froide gratuite et renouvelable qui peut facilement fournir de l'énergie pour le chauffage d'un bâtiment par exemple.

La pompe à chaleur couplée (associée) à des systèmes solaire de chauffage transforme l'énergie solaire en énergie utile. La pompe à chaleur est utilisée pour concentrer ou modifier le niveau de température de cette chaleur gratuite provenant du soleil, avant de la distribuer dans un bâtiment grâce à des systèmes conventionnels.

La PAC permet de capter l'énergie solaire livrée par les capteurs en abaissant la température d'entrée (de retour) du fluide circulant dans les capteurs ce qui a pour effet de diminuer les pertes et d'augmenter l'efficacité des capteurs.

### **2.3 Intérêt du couplage**

Le but de l'assemblage (couplage) de ces deux systèmes est d'éviter les imperfections de chaque système et de cumuler les avantages propres à chacun des deux systèmes.

On obtient ainsi un système de chauffage plus performant résultant du couplage des deux machines thermiques.

### **2.4 travaux sur les pompes a chaleurs assistées par l'énergie solaire**

#### 1. Van D. Baxter [24]:

Une étude expérimentale a été effectuée par le Tennessee Energy Conservation in Housing (TECH) de 1979 à 1981 avec comme objectif la démonstration de méthode de conservation d'énergie dans les résidences

Trois maisons typiques ont été construit sur un site teste pour l'utilisation de plusieurs nouveau et conventionnel système de pompes à chaleur pour le chauffage des espaces et l'E.C.S comprenant :

- PAC assistée par énergie solaire (série et parallèle).
- Deux systèmes conventionnels PAC air-air et PAC air - air avec désurchauffeur pour le chauffage de l'eau (ECS).
- Et PAC géothermique à boucle horizontale et verticale.

Une comparaison des mesures de performances mensuelles et saisonnière a donné :

- L'augmentation du volume de stockage des PAC assistée par énergie solaire contribue à la réduction de l'énergie d'appoint.
- Le facteur de performance saisonnier des PAC assistée par énergie solaire est supérieur à celui des PAC air-air cependant le coût d'installation est supérieur au système conventionnel.
- Les PAC assistée par énergie solaire sont plus performant durant les mois chaud donc convienne au lieux a climat relativement chaud (hiver modéré) et recevant d'importante radiations solaire.

## 2. Y.H Kuang, R.Z Wang, L.Q. Yu [25]

Ont exécutés une étude expérimentale sur système de pompe à chaleur assistée par énergie solaire pour le chauffage.

Dans cette étude, une pompe à chaleur assistée par énergie solaire avec capteur plan, et réservoir de stockage à eau chaude comme source froide pour la pompe à chaleur ont été proposés. Les performances du système globales et ces composants principaux ont été testés expérimentalement durant la saison de chauffage 2000-2001 au nord de la chine.

A partir des résultats expérimentaux obtenus, d'importantes conclusions et suggestions ont été acquises qui peuvent aider dans les conceptions primaires et a l'amélioration des systèmes de PAC assistée par énergie solaire pour des utilisateurs potentiels.

A partir de cette étude expérimentale les conclusions suivantes peuvent être tirés :

- Les performances des capteurs solaires, du réservoir de stockage thermique et de la PAC sont directement liées avec la température d'évaporation.
- Les performances du système global sont aussi affectées par les variations des paramètres de fonctionnement a savoir : températures d'évaporation et de condensation.
- La sélection et la conception de PAC assistée par énergie solaire doivent considérer tout les importants facteurs, tel que les conditions opératoires.
- du fait des basses températures de grandes efficacités des captures solaires ont été obtenues et la valeur moyenne pour ce système est de 67.2%.
- le réservoir de stockage thermique est un composant d'une importance majeure pour les systèmes de chauffage solaire, qui peut moduler l'écart de l'évolution entre les radiations solaires (apports solaires) et la charge (demande) de chauffage.
- Une source d'énergie auxiliaire est nécessaire pour les systèmes de chauffage avec PAC assistée par énergie solaire, l'utilisation de l'énergie auxiliaire à l'intérieur du

réservoir de stockage n'est pas une bonne solution du fait des pertes thermique du réservoir de stockage, il est préférable et économique d'utiliser le chauffage auxiliaire au point de la charge (demande).

- L'utilisation de systèmes de chauffage à basse température tel que plancher et plafond chauffant dans les systèmes de chauffage combinant PAC et recommander. Ils peuvent fortement améliorer les performances thermiques de la PAC et de l'ensemble du système.

### 3. B.J Huang, C.P Lee. [26]

Ont étudiés les performances à long terme de PAC assistée par énergie solaire pour chauffage de l'eau.

Un test à long terme de sécurité de fonctionnement d'un type intégral de PAC assistée par énergie solaire pour chauffage de l'eau a été effectué. Le prototype a été mis en marche continuellement pour plus de 13.000 heures avec un totale de temps de marche supérieur à 20.000 heures durant 5 années. La mesure de l'énergie consommée par litre d'eau chaude à 57°C est très inférieure que l'énergie consommée par modèle conventionnel de chauffage d'eau solaire.

Le type intégral de PAC assistée par énergie solaire pour chauffage de l'eau consiste en une unité capteur/évaporateur et une unité échangeur de chaleur/condenseur en cycle de Rankine et un réchauffeur en boucle. Le capteur/évaporateur absorbe simultanément l'énergie des radiations solaire et de l'air ambiant et transporte cette chaleur au réservoir de stockage à travers un cycle de Rankine. Pour obtenir une haute fiabilité et réduire le coût, l'unité échangeur de chaleur/condenseur est du type à contre courant et conçue en boucle thermosiphon pour transférer la chaleur du condenseur au réservoir de stockage. Le compresseur est le seul composant possédant des parties en mouvement dans tout le système. Le réservoir de stockage a une capacité de 105 litre, la PAC utilise le R134a avec un compresseur de 250W.

La consommation d'électricité  $E_m$  par litre d'eau chaude à 57°C est de 0.01 à 0.03 kWh/l, la valeur moyenne est de 0.019, elle est grande pour les jours couverts ou pluvieux et petite pour les jours ensoleillés.

Une consommation minimale d'eau chaude durant la journée engendre une augmentation de la température de stockage et réduit le COP et en même temps  $E_m$ . Les résultats indiquent aussi que l'intégral PAC assistée par énergie solaire doit être conçu pour alimenter

exactement la quantité journalière nécessaire en eau chaude. Le dépassement de la quantité d'eau prévu à alimenter cause une perte significative de l'efficacité énergétique.

Pour une consommation relativement constante,  $E_m$  diminue linéairement avec la température ambiante. Ceci montre que la consommation de la PAC en l'énergie change de façon significative avec la température ambiante.  $E_m$  est plus importante durant les jour froid (basse température ambiante).

La consommation en énergie pour un système de chauffage solaire d'eau conventionnel utilisant résistance électrique en appoint est de 0.02 à 0.05 KWh/l. Les performances à long terme de système électrique et conventionnel solaire pour chauffage de l'eau ont été testé aussi au laboratoire. Les résultats montrent que la consommation électrique de la PAC assistée par énergie solaire est inférieure au autres.

La présente étude vérifie et montre que la PAC assistée par énergie solaire à une consommation réduite en énergie et grande fiabilité à long terme sous des conditions opératoires et de rude variations de l'intensité de l'énergie solaire, de température ambiante et divers conditions météorologiques ( vents, pluie etc.).

L'intégral de PAC assistée par énergie solaire pour chauffage de l'eau est assurément fiable si elle est exactement dimensionner et parfaitement conçue.

#### 4. J.P. Chyng, C.P Lee, B.J Huang. [27]

Ont effectués la modélisation et la simulation d'un type intégral de PAC assistée par énergie solaire pour chauffage de l'eau ont été accomplies dans cette étude. La modélisation et la simulation supposent un processus quasi stationnaire pour tous les composants de la PAC sauf le réservoir de stockage.

Le type intégral de PAC assistée par énergie solaire pour chauffage de l'eau consiste en une unité capteur/évaporateur et une unité échangeur de chaleur/condenseur en cycle de Rankine et un réchauffeur en boucle. Le capteur/évaporateur absorbe simultanément l'énergie des radiations solaire et de l'air ambiant et transport cette chaleur au réservoir de stockage a travers un cycle de Rankine. L'unité échangeur de chaleur/condenseur est du type à contre courant et conçue en boucle thermosiphon pour transférer la chaleur du condenseur au réservoir de stockage. Le réservoir de stockage à une capacité de 105 litre, la PAC utilise le R134a avec un compresseur de 250W.

Les résultats de la simulation pour les performances instantanées concordent parfaitement avec l'expérimentation. La technique de simulation utilisée pour analyser les performances journalières de la PAC pour une année. Il a été montré que le COP total journalier de

l'intégral PAC assistée par énergie solaire est autour de 1.7 à 2.5 durant l'année, dépendant des saisons et des conditions météorologiques. Le COP est supérieur à 2.0 pour la majeure partie de l'année, et le temps opératoire journalier varie de 4 à 8 heure (la PAC travail moins en été et plus en hiver). Les ajustements en direct nécessaires pour le détendeur sont aussi étudiés en utilisant la présente simulation, l'analyse montre que le dispositif de détente ne nécessite pas un contrôle direct.

Il est meilleur de maintenir la PAC travaillée près l'état de saturation du cycle dans le but d'obtenir une efficacité meilleure.

#### 5. Onder Ozgener, Arif Hepbasli [28]

Ont Analysés les performances de système de PAC géothermique assistée par énergie solaire pour le chauffage de la maison verte : étude expérimentale.

Un système de chauffage est conçu pour assurer le chauffage d'une serre, ce système consiste principalement en trois circuits séparés comme suit :

Un circuit couplant le sol et capteur solaire (échangeur de chaleur en boucle verticale dans le sol avec capteur solaire plan).

PAC : Circuit réfrigérant (cycle réversible à compression de vapeur).

Circuit de distribution : Circuit de batteries avec ventilateurs (circuit d'eau) pour chauffage de la serre.

Le système de chauffage globale peut fonctionner en monovalent (PAC uniquement) indépendant des autres systèmes ou bien en bivalent (PAC combinée avec capteur solaire ou sol) par le biais de vannes permettant de lier les différents systèmes.

Les résultats expérimentaux montrent que le mode opératoire de chauffage monovalent ne peut pas compenser les pertes de chaleur de la serre si la température ambiante est très basse, par contre pour un mode opératoire en bivalent (combinaison avec sol / capteur solaire) peut être suggère comme une solution meilleure en méditerranée si les piques de charge de chauffage peuvent être facilement contrôlés.

#### 6. Guoqing Yu. Peng Chen et Jan-Olof Dalenback [29]

Ont effectués une analyse préliminaire de système à pompe à chaleur solaire avec stockage saisonnier pour le chauffage et refroidissement, leurs résultats montrent :

- En fin de période de chauffage quand le stockage saisonnier est utilisé pour le stockage du froid un stockage journalier en parallèle avec le stockage saisonnier permet l'amélioration du système en augmentant largement la fraction solaire  
Avec comme condition initiale une Surface de captage 1950m<sup>2</sup> et une capacité de stockage de 3900 m<sup>3</sup>, la fraction solaire est de 34% le couplage en parallèle d'un stockage journalier de 500 m<sup>3</sup> augmente la fraction solaire de 6,92%.
- Ils affirment que l'introduction de pompes à chaleur avec les systèmes de chauffage solaire augmente la fraction solaire de chauffage et réduit le volume de stockage.

#### 7. Valentin Trillat-Berdal, Bernard Souyri, Gilbert Achard [30]

L'étude expose la conception et le développement de processus qui consiste en la combinaison de pompe à chaleur géothermique réversible avec capteurs solaires thermiques pour le chauffage, le refroidissement et la production d'eau chaude sanitaire. Le processus proposé appelé GEOSOL, a été installé dans une résidence privée de 180m<sup>2</sup> en 2004. Cette installation est le sujet de suivi expérimentale de long terme pour l'analyse énergétique et du comportement de l'installation pendant toute l'année.

En addition différentes combinaisons de ce système (pompes à chaleurs géothermiques avec capteurs solaires thermiques) ont été définie est seront simuler numériquement en utilisant TRNSYS. Une analyse de ces différentes alternatives versions sera conduite pour déterminer la (les) meilleure(s) configuration(s) de GEOSOL processus en termes d'énergie, économique et performances environnementaux.

En première possibilités les capteurs solaires sont utilisés pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire, et la PAC géothermique fournit les exigences du bâtiment en chauffage ou rafraîchissement, en seconde possibilité l'énergie solaire produite est directement injectée au plancher chauffant, si le niveau de température est insuffisant elle peut être utilisée par la source froide de la PAC pour amélioration du COP. Finalement la troisième séquence consiste au rechargement du sol à travers les capteurs solaire ou fournir les besoins en rafraîchissement par la PAC réversible.

L'objectif final de GEOSOL est d'offrir une alternative solution technique qui peut aider à la réduction des coûts d'exploitation comparant à ceux générés par les systèmes conventionnel utilisant les énergies fossiles.

Cette expérience pour être étendue aux bâtiments collectifs et secteur tertiaire.



---

La combinaison des énergies renouvelables tel que énergie solaire thermique et énergie géothermique dans un seul système peut rendre concevable la satisfaction des besoins en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire et garantissant un niveau de confort et de qualité sous tout circonstances.

#### 8. Georgiev [31]

Un système de pompe à chaleur - capteurs solaires plan à été étudiée expérimentalement, les capteurs solaires sont utilisés comme source d'énergie pour pompes à chaleur les mesures du COP et de l'efficacité du système ont aboutis aux conclusion suivantes :

- Le COP et l'efficacité du système sont élevés aux basses températures de condensation.
- L'augmentation du débit dans le condenseur conduit l'augmentation du COP et de l'efficacité du système.
- Le COP et l'efficacité du système sont élevés aux températures élevées d'évaporation.

# CHAPITRE 3

***MODELISATION***

***SIMULATION***

***DU SYSTÈME PROPOSÉ***

## CHAPITRE 3 : MODELISATION SIMULATION DU SYSTEME PROPOSÉ

### 3-1 DESCRIPTION DU MODEL PHYSIQUE ETUDIE

Le model physique à étudier est divisé en trois sous systèmes à savoir :

- sous système solaire (captage et stockage),
- sous système pompe à chaleur,
- et sous système de distribution.

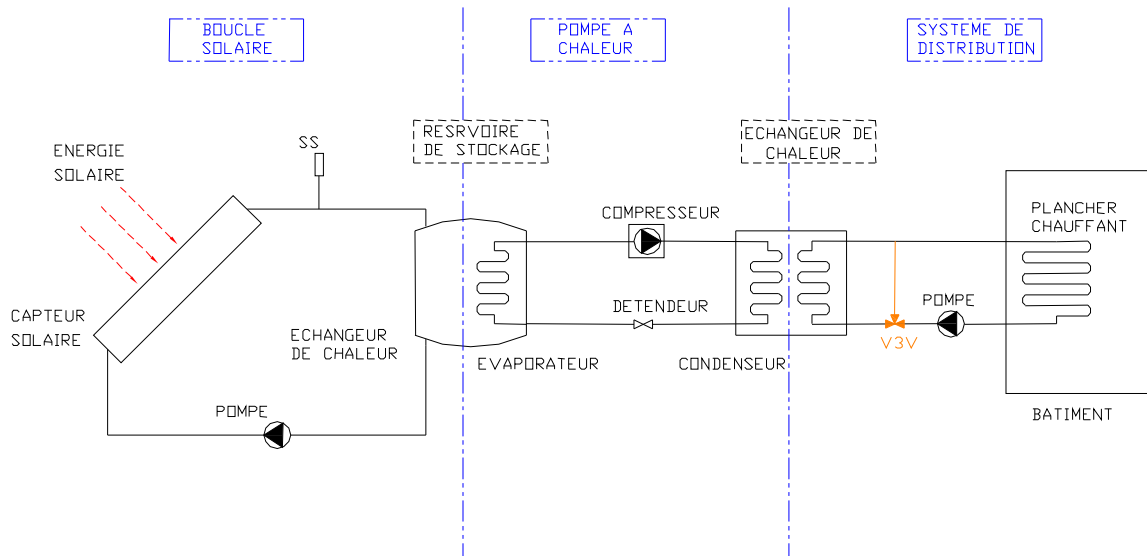


Figure 3.1 : Structure du système de chauffage global et les trois sous systèmes

#### 3.1.1 Principe de fonctionnement

##### 3.1.1.1 Système solaire :

La boucle solaire est constituée par un système de captage (capteurs solaires) et d'un réservoir de stockage relié entre eux par une tuyauterie, le fluide caloporteur est mis en circulation entre le captage et le stockage par une pompe.

Les capteurs solaires captent l'énergie solaire et la transforment en énergie thermique qui est transmis au fluide caloporteur (eau glycol), cette énergie thermique est stockée sous forme de chaleur sensible dans un réservoir jusqu'à ce qu'elle puisse être utilisée.

### 3.1.1.2 Pompe à chaleur :

Quand c'est nécessaire la chaleur est pompée du réservoir de stockage pour alimenter en énergie thermique le bâtiment à chauffer par le biais d'une pompe à chaleur.

La pompe à chaleur est du type « eau - eau », elle transfère la chaleur entre le système solaire (capteur solaire) et le système de distribution par le biais d'un échangeur de chaleur,

Le fluide caloporteur qui transporte la chaleur du système solaire est un antigel (eau glycol) et le système de distribution de chaleur utilise l'eau comme fluide caloporteur.

La pompe à chaleur est machine frigorifique à compression mécanique qui met à profit la compression et l'expansion d'un fluide frigorigène (R134a) pour transférer à l'intérieur du bâtiment la chaleur captée par le système solaire.

La pompe à chaleur fonctionne comme suit, la chaleur captée par le système solaire est transférée à l'échangeur eau - Fluide Frigorigène qui est l'évaporateur et qui se trouve dans le réservoir de stockage, le FF dans cet échangeur de chaleur est essentiellement dans un état liquide et à une température inférieure à la température du fluide caloporteur si bien qu'il y a un transfert de chaleur vers le FF. Ce transfert entraîne l'évaporation du FF sa température reste relativement constante, le FF sous forme gazeuse à faible température et faible pression est alors comprimé par un compresseur ce qui augmente sa pression et par voie de conséquence sa température.

Le gaz à haute pression et température à la sortie du compresseur est ensuite envoyé dans un second échangeur de chaleur qui est le condenseur, l'eau de chauffage du bâtiment passe à travers le condenseur (condenseur à eau) puisque le FF est plus chaud que l'eau, il lui transfère la chaleur. En conséquence la température du FF décroît et il se condense sous forme liquide.

Le FF liquide à haute température passe alors dans une vanne d'expansion qui réduit sa pression et fait baisser sa température. Le FF liquide à faible température retourne ensuite à l'évaporateur et le cycle recommence. De cette manière la chaleur du fluide caloporteur avec le système solaire (capteur) est transférée à l'eau de chauffage du bâtiment.

L'énergie transmise au bâtiment se compose ainsi de l'énergie solaire captée augmentée de l'équivalent thermique du travail du compresseur de la pompe à chaleur.

Ainsi la pompe à chaleur concentre et accroît le niveau de température de cette chaleur gratuite provenant du soleil, avant de la distribuer dans le bâtiment. Grâce à un système de distribution par dalle chauffante.

### 3.1.1.3 Système de distribution :

Ce système assure la distribution de la chaleur vers le bâtiment (espace à chauffer) grâce à un système de distribution à boucle d'eau (chauffage hydraulique) par dalle chauffante.

## 3-2 MODELISATION DU SYSTEME

### 3.2.1 Système solaire

#### 3.2.1.1 Sous Système de captage solaire

L'énergie utile  $Q_c$  délivrer par un capteur solaire plan de surface  $A_c$  (on négligeant les effets transitoires) est donnée par l'équation : [13]

$$Q_c = A_c F_R [I_T \eta_0 - U_m (T_s - T_a)] \delta_c \quad (3.1)$$

Où

$F_R$  : Facteur caractérisant les pertes thermiques du capteur plan, mesure des performances du capteur comme un échangeur de chaleur il représente le rapport du transfert de chaleur actuel au maximum du transfert possible.

$I_T$  : Intensité des radiations solaires dans le plan du capteur. [W/m<sup>2</sup>]

$\eta_0$  : Efficacité optique du capteur c'est le produit de la transparence du couvert (vitrage) par l'absorptance de l'absorbeur.

$U_m$  : Coefficient global de perte de chaleur du capteur. [W/m<sup>2</sup>°C]

$T_s$  : Température de stockage qui est la température d'entrée du fluide dans le capteur [°C].

$T_a$  : Température ambiante. [°C]

$\delta_c$  : Fonction de contrôle.

La fonction de contrôle  $\delta_c$  peut prendre comme valeur 1 ou 0 dépendant du signe de l'expression entre crochet soit positive ou négative. En d'autres termes le capteur n'est mit en marche que si  $Q_c$  est positive quand il y a une énergie à capter (à absorber).

### 3.2.2 Calcul du rayonnement solaire :

Bien que l'intensité du rayonnement solaire à l'extérieur de l'atmosphère terrestre peut être déterminé avec précision par mesure ou par calcul, cette possibilité à la surface de la terre et a prendre avec une certaine précaution propre aux conditions météorologique locale.

La meilleure méthode pour la détermination du rayonnement solaires au niveau de la terre est par leurs mesure sur le site en question, ceci n'est généralement pas possible non seulement à cause des dépenses et du temps nécessaire mais aussi de l'existence de plusieurs composantes du rayonnement qui varient à travers le temps de même avec l'inclinaison des surfaces et leurs orientations.

Les stations météorologiques étendu a travers la surface de la terre qui enregistrent les données météorologiques incluant la durée du rayonnement solaire, température, vitesse du vent, humidité, et puisque ces stations sont opérationnel depuis plusieurs années une appréciable quantité de données est disponible et il est tout à fait naturel que les scientifiques exploitent ces données et proposent des models pour l'estimation du rayonnement solaire.

Les applications de l'énergie solaire nécessitent la connaissance du rayonnement solaire et ces composantes sur des surfaces inclinées et orientées or dans les stations d'enregistrement généralement le rayonnement solaire globale et mesurer sur des surfaces horizontales, il parait évident qu'une corrélation entre les variations des composantes de ces radiations a travers les différentes échelle de temps doivent être non seulement proposé pour les surfaces horizontales mais ces procédure doivent être possible pour la détermination de ces valeurs pour des surfaces non horizontales.

#### 3.2.2.1 Radiations solaires horaires

Les radiations solaires dans le plan des capteurs sont calculées sur la base du model isotopique (Liu et Jordan) [13]

$$I_T = I_D r_{b,T} + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_p \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.2)$$

$$I_T = (I - I_d) r_{b,T} + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_p \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.3)$$

$I_T$  : Radiations total horaire dans le plan des capteurs (W/m<sup>2</sup>)

$I_D$  : Radiations directes horaires dans le plan des capteurs (W/m<sup>2</sup>)

$I_d$  : Radiations diffuse horaire dans le plan des capteurs ( $W/m^2$ )

$r_{b,T}$  : Rapport des radiations directes horaires sur plan incliné aux radiations directes horaires sur plan horizontal

$$r_{b,T} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (3.4)$$

$\theta$  et  $\theta_z$  sont respectivement les angles d'incidence sur surface inclinée et plan horizontal

$$\cos\theta = \cos(L - \beta)\cos\delta\cos\omega + \sin\delta\sin(L - \beta) \quad (3.5)$$

$$\cos\theta_z = \cos\delta\cos\omega\cos L + \sin\delta\sin L \quad (3.6)$$

Dans ce model les radiations arrivant dans le plan des capteurs sont séparées en trois (03) termes directe, diffus et réfléchié par le sol.

La distribution de la radiation totale sur le plan des capteurs en composantes directe et diffuse est estimée sur la base du facteur  $\bar{K}$  (moyenne mensuelle) de l'indice de clarté du ciel et de  $\omega_s$ , angle horaire du soleil à son coucher sur surface horizontale en accord avec les corrélations suivantes

### 3.2.2.2 Prédiction du rayonnement global horaire horizontal « $\bar{I}$ » à partir du rayonnement global quotidien sur l'horizontale « $\bar{H}$ »:

A partir d'étude statistiques du rayonnement solaire Liu et Jordan [3] [13] ont observés qu'à long terme, les radiations quotidienne peuvent être considérées comme symétriques par rapport à midi solaire et ont proposés des courbes de la fraction solaire « $r$ » défini comme le ratio de la moyenne mensuelle horaire du rayonnement globale à la moyenne mensuelle quotidienne du rayonnement globale sur une surface horizontale.

$$r = \frac{\bar{I}}{\bar{H}} \quad (3.7)$$

Collares-Pereira et Rabl ont proposés la corrélation suivante : [3] [13]

$$r(\omega) = \frac{\pi}{24} (a + b \cos\omega) \left[ \frac{(\cos\omega - \cos\omega_s)}{\left( \sin\omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_s \cos\omega_s \right)} \right] \quad (3.8)$$

Où

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0,6609 + 0,4767 \sin(\omega_s - 60)$$

$\omega$  : L'angle horaire du soleil correspondant au milieu de l'heure en degré.

$\omega_s$  : L'angle horaire du soleil à son coucher en degré.

D'après Liu et Jordan [3], pour une journée quelconque du mois « r » est identique au rapport entre le rayonnement global horaire « I » au rayonnement journalier « H ».

Dans ce cas, « r » peut aussi être calculé à l'aide de la même l'équation, ou  $\omega_s$  représente l'angle horaire du soleil à son coucher du jour considéré.

### 3.2.2.3 Prédiction du rayonnement diffus horaire horizontal « $\bar{I}_d$ » à partir du rayonnement diffus quotidien sur l'horizontale « $\bar{H}_d$ »:

Liu et Jordan [3] [13] ont présentés des courbes pour la fraction «  $r_d$  » qui est définie comme le ratio de la moyenne mensuelle horaire du rayonnement diffus «  $\bar{I}_d$  » à la moyenne mensuelle quotidienne du rayonnement diffus sur une surface horizontale «  $\bar{H}_d$  ».

$$r_d = \frac{\bar{I}_d}{\bar{H}_d} \quad (3.9)$$

Correspondant à l'expression suivante : [2] [12]

$$r_d(\omega) = \frac{\pi}{24} \left[ \frac{(\cos \omega - \cos \omega_s)}{\left( \sin \omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_s \cos \omega_s \right)} \right] \quad (3.10)$$

Signalons aussi que pour une journée quelconque du mois «  $r_d$  » est identique au rapport entre le rayonnement diffus horaire «  $I_d$  » au rayonnement diffus journalier «  $H_d$  » [3].

### 3.2.2.4 Prédiction de la moyenne mensuelle du rayonnement diffus $\bar{H}_d$ à partir de la moyenne mensuelle du rayonnement globale quotidien sur l'horizontale $\bar{H}$ :

Erbs et al [3] [13] ont proposé une corrélation qui estime le rapport  $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$  en fonction de l'indice de clarté  $\bar{K}$  et de  $\omega_s$  angle du soleil à son coucher (effet des variations saisonnières)

Corrélation applicable pour les valeurs de l'indice de clarté  $\bar{K}$  :  $0,3 \leq \bar{K} \leq 0,8$



$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = \begin{cases} 1,391 - 3,560\bar{K} + 4,189\bar{K}^2 - 2,137\bar{K}^3, \text{ pour } \omega_s \leq 81,4^0 \\ 1,311 - 3,022\bar{K} + 3,427\bar{K}^2 - 1,821\bar{K}^3, \text{ pour } \omega_s > 81,4^0 \end{cases}$$

(3.11)

### 3.2.3 Surface du sous système de captage [7]

La surface **proposée** des capteurs solaires dépend des besoins d'énergie, du type de système et du type de capteur.

Pour le chauffage de l'eau avec stockage les besoins d'énergie considère incluent, la charge de chauffage plus les pertes (tuyauteries, réservoir, arrêt pendant la nuit).

La surface proposée de captage est basée sur la méthode du potentiel d'utilisation (utilisability method RETScreen International) [7]

#### Principe de la méthode

Un capteur solaire absorbe l'énergie solaire seulement s'il y a suffisamment de rayonnement pour compenser les pertes thermique vers l'environnement selon l'équation :

$$I \geq \frac{F_R(T_i - T_a)}{F_R(\tau\alpha)} \quad (3.12)$$

$I$  : Ensoleillement globale incident dans le plan du capteur [W/m<sup>2</sup>]

$T_i$  : Température du fluide entant dans le capteur [°C]

$T_a$  : Température ambiante [°C]

Ceci permet de définir un niveau critique d'ensoleillement  $I_C$  qui doit être dépassé afin de pouvoir commencer à capter de l'énergie solaire.

$$I_C = \frac{F_R(T_i - \bar{T}_a)}{F_R(\bar{\tau}\alpha)} \quad (3.13)$$

$\bar{T}_a$  : Température ambiante moyenne mensuelle [°C]

$\bar{\tau}\alpha$  : Moyenne mensuelle du produit transmissivité absorptivité

En combinant cette définition à l'équation suivante

$$Q_c = F_R(\tau\alpha)I - F_R U_L \Delta T \quad (3.14)$$

Et pour la moyenne quotidienne de l'énergie capter pendant un mois donné

$$Q_c = \frac{1}{N} \sum_{\text{jour}} \sum_{\text{heure}} A_c F_R (\overline{\tau\alpha}) (I - I_c)^+ \quad (3.15)$$

$N$  : Nombre de jour dans le mois

$I$  : Ensoleillement horaire dans le plan du capteur

Le signe plus (+) signifie que seuls les valeurs positives de l'expression entre parenthèse sont considérées.

La moyenne mensuelle du potentiel d'utilisation  $\overline{\Phi}$  est définie par la somme pour un mois pour toutes les heures et pour toutes les journées du rayonnement solaire incident dans le plan des capteurs qui est au dessus du niveau critique divisé par l'ensoleillement total mensuel

$$\overline{\Phi} = \frac{\sum_{\text{jour}} \sum_{\text{heure}} (I - I_c)^+}{\overline{H}_T N}$$

(3.16)

$\overline{H}_T$  : est la valeur moyenne mensuelle du rayonnement solaire quotidien dans le plan des capteurs.

En substituant cette définition dans l'équation (3.16) une formule donnant les économies mensuelles d'énergie par le système solaire est obtenue

$$Q_c = A_c F_R (\overline{\tau\alpha}) \overline{H}_T \overline{\Phi} \quad (3.17)$$

Qui est résolue pour trouver (la valeur moyenne mensuelle) la surface de capteur solaire  $A_c$ .

$$A_c = \frac{Q_c}{F_R (\overline{\tau\alpha}) \overline{H}_T \overline{\Phi}} \quad (3.18)$$

La corrélation permettant d'obtenir la moyenne mensuelle quotidienne  $\overline{\Phi}$  du potentiel d'utilisation est la suivante :

$$\overline{\Phi} = \exp \left\{ \left[ a + b \frac{R_n}{R} \right] \left[ \overline{X}_c - c \overline{X}_c^2 \right] \right\} \quad (3.19)$$

$\frac{\overline{R}}{R_n}$  : Facteur géométrique

$\overline{X}_c$  : Nombre sans dimension caractérisant le niveau d'ensoleillement critique.

$$a = 2,943 - 9,271 \overline{K}_T + 4,031 \overline{K}_T^2$$

$$b = -4,345 + 8,53 \overline{K}_T - 3,602 \overline{K}_T^2$$

$$c = -0,170 - 0,306 \overline{K}_T + 2,936 \overline{K}_T^2$$

- **Facteur géométrique :**  $\frac{\bar{R}}{R_n}$

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}} \quad (3.20)$$

$\bar{H}_T$  : Rayonnement solaire global moyen mensuelle quotidien dans le plan du capteur

$\bar{H}$  : Rayonnement solaire global moyen mensuelle quotidien sur le plan horizontal

$$\bar{H}_T = (\bar{H} - \bar{H}_d)R_{b,T} + \bar{H}_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \bar{H} \rho \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.21)$$

$\bar{H}_d$  : est calculée à partir de la corrélation d'Erbs et al équation (3.11) pour  $0,3 \leq \bar{K} \leq 0,8$

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = \begin{cases} 1,391 - 3,560\bar{K} + 4,189\bar{K}^2 - 2,137\bar{K}^3, \text{ pour } \omega_s \leq 81,4^0 \\ 1,311 - 3,022\bar{K} + 3,427\bar{K}^2 - 1,821\bar{K}^3, \text{ pour } \omega_s > 81,4^0 \end{cases}$$

$R_{b,T}$  : est le ratio des radiations quotidienne directes sur une surface inclinée aux radiations directe sur une surface horizontal.

$$R_{b,T} = \frac{\cos(L-\beta)\cos\delta\sin\omega_{ss} + \frac{\pi}{180}\omega_{ss}\sin(L-\beta)\sin\delta}{\cos L\cos\delta\sin\omega_s + \frac{\pi}{180}\omega_s\sin L\sin\delta} \quad (3.22)$$

$\omega_s$  : Angle horaire du soleil à son coucher sur une surface horizontale en degré.

$$\omega_s = \arccos(-\text{tg}\delta\text{tg}L) \quad (3.23)$$

$\omega_{ss}$  : Angle horaire du soleil à son coucher sur une surface inclinée en degré.

$$\omega_{ss} = \min[\omega_s, \cos^{-1}(-\text{tg}(L-\beta)\text{tg}\delta)] \quad (3.24)$$

$R_n$  : est le rapport du rayonnement solaire dans le plan du capteur au rayonnement sur l'horizontale pendant l'heure de la journée qui entoure le midi solaire et pour la journée moyenne du mois, ceci se traduit par l'équation suivante :

$$R_n = \left( 1 - \frac{r_{d,n}H_d}{r_{t,n}H} \right) R_{b,T} + \frac{r_{d,n}H_d}{r_{t,n}H} \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.24)$$

$r_{d,n}$  : est le rapport de l'ensoleillement diffus pendant l'heure de la journée qui entoure le midi solaire à l'ensoleillement diffus pendant toute la journée.

$r_{t,n}$  : est le rapport de l'ensoleillement global pendant l'heure de la journée qui entoure le midi solaire à l'ensoleillement global pendant toute la journée.

$r_{t,n}$  : est calculé par l'équation de Collarés-Péreira et Rabl équation (3.8) écrite pour le midi solaire ( $\omega = 0$ )

$$r_{t,n} = \frac{\pi}{24} (a + b) \left[ \frac{(1 - \cos \omega_s)}{\left( \sin \omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_s \cos \omega_s \right)} \right] \quad (3.25)$$

Où

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0,6609 + 0,4767 \sin(\omega_s - 60)$$

$r_{d,n}$  : est calculé par l'équation de Liu et Jordan équation (3.10) écrite pour le midi solaire ( $\omega = 0$ )

$$r_{t,n} = \frac{\pi}{24} \left[ \frac{(1 - \cos \omega_s)}{\left( \sin \omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_s \cos \omega_s \right)} \right] \quad (3.26)$$

$H_d$  : est calculée à partir de l'équation suivante :

$$K_d = \frac{H_d}{H} \Rightarrow H_d = K_d H \quad (3.27)$$

$K_d$  : est calculé à partir de la moyenne mensuelle de l'indice de clarté  $\bar{K}_T$  en utilisant la corrélation de Collarés-Pereira et Rabl écrite pour la journée moyenne du mois, en considérant que l'indice de clarté  $K_T$  est égal à sa valeur moyenne mensuelle  $\bar{K}_T$  [7]

$$K_d = \left\{ \begin{array}{l} 0,99 \text{ pour } K_T \leq 0,17 \\ 1,188 - 2,272K_T + 9,473K_T^2 - 21,865K_T^3 + 14,645K_T^4 \text{ pour } 0,17 < K_T < 0,75 \\ -0,54K_T + 0,0,632 \text{ pour } 0,75 \leq K_T < 0,8 \\ 0,2 \text{ pour } K_T \geq 0,8 \end{array} \right\} \quad (3.28)$$

$\bar{X}_C$  : est définie comme étant le rapport du niveau d'enseillement critique par le niveau d'enseillement à midi lors d'une journée typique du mois

$$\bar{X}_C = \frac{I_C}{r_{t,n} R_n \bar{H}} \quad (3.29)$$

$$I_c = \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{F_R (\bar{\tau} \alpha)} \quad (3.30)$$

Jour moyen recommandé pour chaque mois et jour correspondant de l'année [32]

Mois	Date	Jour de l'année
Janvier	17	17
Février	16	47
Mars	16	75
Avril	15	105
Mai	15	135
Juin	11	162
Juillet	17	198
Août	16	228
Septembre	15	258
Octobre	15	288
Novembre	14	318
Décembre	10	344

Tableau 3.1 : Jour moyen mensuel et jour correspondant de l'année

Le Jour moyen mensuel est le jour (dans le mois) où la déclinaison est proche de la moyenne déclinaison du mois considéré.

### 3.2.4 Fraction solaire

L'objectif des systèmes solaires est le remplacement d'une partie de la consommation de l'énergie, l'index utilisé pour représenter cette contribution est la fraction solaire.

C'est la fraction de l'énergie totale nécessaire pour la charge qui est fournit par le système thermique solaire.

La pure fraction solaire ne tient pas compte de l'énergie électrique pour le fonctionnement du système (énergie parasite).

La fraction solaire peut être exprimée pour une période donnée journalière, mensuelle, annuelle.

**La fraction solaire journalière est [13]:**

$$F_J = \frac{\sum Q_U}{\sum Q_L} \quad (3.31)$$

$Q_U$  : Énergie thermique totale fournit par le système solaire pour atteindre la demande thermique totale  $Q_L$  pour la période considérée (journée).

### 3.2.5 Efficacité des capteurs solaire

L'efficacité des capteurs solaire est définie par le rapport de l'énergie thermique effectivement captée par le système solaire à l'énergie totale disponible pour une période considérée. Cette efficacité des capteurs solaire peut être exprimée pour une période donnée journalière, mensuelle, annuelle.

**L'efficacité journalière des capteurs solaire est [13]:**

$$\varepsilon_J = \frac{\sum Q_C}{\sum I_T \cdot A_C} \quad (3.32)$$

$\sum Q_C$  : Somme d'énergie captée durant toute la journée

$\sum I_T$  : Sommaton du rayonnement globale horaire dans le plan des capteurs durant toute la journée

$A_C$  : Surface totale des capteurs solaire

### 3.2.6 Sous système de stockage plus PAC :

#### 3.2.6.1 Pertes thermiques de stockage :

Les pertes thermiques  $Q_W$  du réservoir de stockage sont données par [13]:

$$Q_W = (UA)_S (T_S - T_{env}) \quad (3.33)$$

$(UA)_S$  : Est la perte thermique totale du réservoir de stockage par unité de différence de température. [W/°C]

$U$  : Coefficient de perte thermique du réservoir de stockage [W/m<sup>2</sup>°C]

$A$  : Surface du réservoir de stockage [m<sup>2</sup>]

$T_{env}$  : Température ambiante de l'air au alentour du réservoir de stockage. [°C]

$T_s$  : Température du fluide à l'intérieur du réservoir de stockage. [°C]

### 3.2.6.2 Estimation de la température de stockage

Le ballon de stockage peut être stratifié, certain chercheurs Gutreing [3] [13], Von Kappen [3] [13] considèrent qu'un ballon constitué de trois (03) segments isothermes au plus se comporte différemment d'un ballon isotherme, tandis que Beckman et al affirment que sur une période assez longue, la différence est minime donc négligeable. [3] [13]

D'après Agami Reedy [13] quand les performances à long terme d'un système à boucle fermé et à haut débit ( $\dot{m}/A_C$  de l'ordre de 50Kg/hm<sup>2</sup>) doit être prédit, plusieurs méthode de conception pour le dimensionnement supposent un modèle de réservoir de stockage à mélange total (réservoir isotherme). [13]

Dans le cas de réservoir de stockage à mélange totale, on à l'équation d'équilibre suivante

La variation de l'énergie du volume de stockage (système) est égale à la différence entre l'énergie totale entant au volume et l'énergie totale sortant du volume de stockage. [33]

$$\Delta E_{sys} = E_{entrée} - E_{sortie} \quad (3.34)$$

$$(MC_p)_s \left( \frac{dT_s}{dt} \right) = Q_C \delta_C - Q_u \delta_L - Q_p \quad (3.35)$$

$M$  : Masse du fluide de stockage [Kg]

$$Q_C = A_C F_R [I_T \eta - U_L (T_s - T_a)]$$

$$Q_p = (UA)_s (T_s - T_a)$$

$$Q_u = Q_{ev} = \dot{m}_{ff} \Delta h_{ev}$$

La résolution analytique de l'équation (3.35) n'est pas possible, en raison de la présence des fonction de contrôles  $\delta_C$  et  $\delta_L$ .

(La résolution analytique de l'équation est possible dans le cas ou  $\delta_C$  et  $\delta_L$  sont égale à l'unité)

Pendant une période de base d'une heure les pertes de chaleur du bâtiment étant supposé constant et avec la variation des apports en énergie solaire et on supposant que toutes les variables sont constantes durant la période d'une heure, La température finale de stockage

peut être évaluée à partir de l'équation :  $(MC_p)_s \left( \frac{dT_s}{dt} \right) = Q_C - Q_u - Q_p$

Par discrétisation on a

$$MC_p(T_s^{k+1} - T_s^k) = (Q_C - Q_u - Q_p)\Delta t \quad (3.36)$$

$$T_s^{k+1} = T_s^k + \frac{\Delta t}{MC_p}(Q_C - Q_u - Q_p) \quad (3.37)$$

$T_s^{k+1}$  : est la température du stockage à la fin de l'heure [°C]

$T_s^k$  : est la température du stockage au début de l'heure [°C]

$\Delta t$  : Etape de temps

### Evolution de la Température de stockage pendant l'arrêt du système :

Le système de chauffage étant conçu pour être à l'arrêt après les heures de travail, la température du fluide au niveau du réservoir de stockage doit être évalué pendant toute la durée de cet arrêt et cela pour pouvoir apprécier la température de départ du système le lendemain.

Après l'arrêt du système  $Q_C = 0$  et  $Q_U = 0$ , on a l'équation d'équilibre suivante :

$$(MC_p)_s \left( \frac{dT_s}{dt} \right) = -Q_p \quad (3.38)$$

La température finale de stockage peut être évaluée à partir de l'équation :

Par discrétisation on a

$$(MC_p)_s (T_s^{k+1} - T_s^k) = -Q_p \Delta t \quad (3.39)$$

$$(T_s^{k+1} - T_s^k) = -\frac{\Delta t Q_p}{(MCp)_s} \quad (3.40)$$

$$\boxed{T_s^{k+1} = T_s^k - \frac{\Delta t Q_p}{(MCp)_s}} \quad (3.41)$$

### 3.2.6.3 Energie utile extraite du réservoir de stockage :

L'énergie utile  $Q_u$  extraite du réservoir de stockage est égale à l'énergie absorbée par l'évaporateur de la pompe à chaleur



$$Q_u = Q_{ev} \quad (3.42)$$

$$Q_{ev} = \dot{m}_{ff} q_{ev} \text{ Avec } q_{ev} = \Delta h_{ev} = h_{evs} - h_{eve} \quad (3.43)$$

$$Q_u = \dot{m}_{ff} (h_{evs} - h_{eve}) \delta_L \quad (3.44)$$

$\dot{m}_{ff}$  : Débit masse du fluide frigorigène passant a travers l'évaporateur [Kg/h]

$q_{ev}$  : Chaleur massique absorbée au niveau de l'évaporateur [KJ/Kg]

$\Delta h_{ev}$  : Variation de l'enthalpie du fluide frigorigène passant a travers l'évaporateur

$h_{evs}$  : Enthalpie du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur [KJ/Kg]

$h_{eve}$  : Enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur [KJ/Kg]

$\delta_L$  : Fonction de contrôle.

La fonction de contrôle  $\delta_L$  peut prendre comme valeur 1 ou 0 dépendant s'il y a demande d'énergie de chauffage ou non.

$\delta_L=1$  si la température intérieur du bâtiment est inférieure à 18°C et  $\delta_L=0$  si la température intérieur du bâtiment est supérieure ou égale à 18°C.

### 3.2.7 Sous système de distribution plus PAC

#### 3.2.7.1 Charge thermique : $Q_{chauff}$

La charge thermique est la quantité de chaleur à fournir au bâtiment pour assurer son chauffage et atteindre la température de confort consignée.

Cette énergie est équivalente aux pertes thermiques du bâtiment et qu'il faut compenser, ces déperditions de chaleur se composent des pertes par transmission à travers les différentes parois et des pertes par ventilation dû au renouvellement de la l'air.

Plusieurs méthode peuvent être utilisées pour la modélisation de cette charge, parmi les quelle la méthode allemande DIN 4701 qui est utilisée dans ce cas pour estimer la charge horaire [1].

$$Q_{chauff} = (\dot{m}C_p)_{ch} (T_{dch} - T_{rch}) \quad (3.45)$$

$(\dot{m}C_p)_{ch}$  : Débit calorifique de la charge [KW/°C]

$\dot{m}$  : Débit massique de la charge [Kg/h]

$C_p$  : Chaleur spécifique à pression constante [KW/Kg°C]

$T_{dch}$  : Température de départ du fluide de chauffage à la charge [°C]

$T_{rech}$  : Température de retour du fluide de chauffage de la charge [°C]

Cette énergie (chaleur) est fourni au plancher chauffant du bâtiment par le condenseur de la pompe à chaleur a travers un échangeur de chaleur, en tenant compte de l'efficacité de l'échange de chaleur entre le condenseur et l'échangeur de chaleur, la chaleur livrée par le condenseur doit être supérieure à la chaleur nécessaire pour le chauffage du bâtiment.

La chaleur transférée au niveau du condenseur est :

$$Q_{CD} = \dot{m}_{ff} q_{CD} \text{ Avec } q_{CD} = \Delta h_{CD} = h_{CDe} - h_{CDs} \quad (3.46)$$

$$Q_{CD} = \dot{m}_{ff} (h_{CDe} - h_{CDs}) \quad (3.47)$$

$$Q_{CD} = Q_{ev} + W \quad (3.48)$$

$\dot{m}_{ff}$  : Débit masse du fluide frigorigène passant a travers condenseur [Kg/h]

$q_{CD}$  : Chaleur massique au niveau du condenseur [KJ/Kg]

$\Delta h_{CD}$  : Variation de l'enthalpie du fluide frigorigène passant a travers le condenseur

$h_{CDs}$  : Enthalpie du fluide frigorigène a la sortie du condenseur [KJ/Kg]

$h_{CDe}$  : Enthalpie du fluide frigorigène a l'entrée du condenseur [KJ/Kg]

$Q_{CD}$  : Energie cédée au niveau du condenseur [KW]

$Q_{ev}$  : Energie absorbée au niveau de l'évaporateur [KW]

$W$  : Equivalent calorifique du travail du compresseur [KW]

### 3.2.8 Efficacité de l'échangeur de chaleur : $E$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est définie [3] [13]

$$E = \frac{\text{Taux effectif de transfert de chaleur}}{\text{Taux maximum possible de transfert de chaleur}}$$

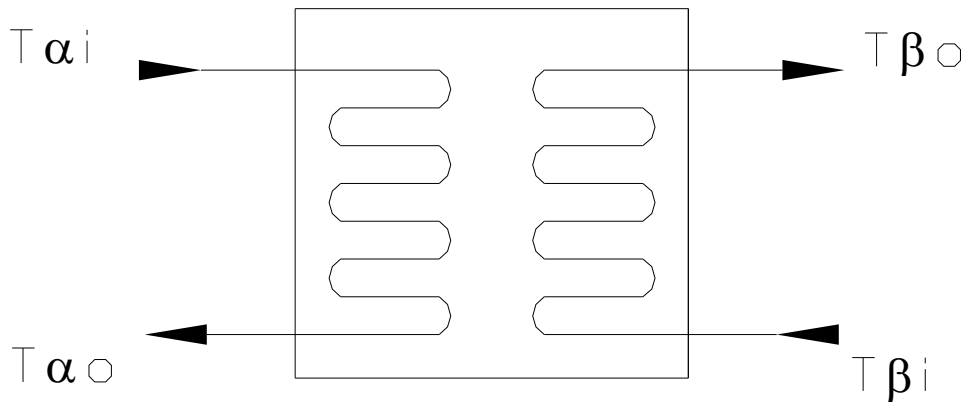


Figure 3.2: Représentation schématique de l'échangeur de chaleur

$$E = \frac{(\dot{m}C_p)_\alpha (T_{\alpha i} - T_{\alpha o})}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{\alpha i} - T_{\beta i})} = \frac{(\dot{m}C_p)_\beta (T_{\beta o} - T_{\beta i})}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{\alpha i} - T_{\beta i})} \quad (3.49)$$

Où

$(\dot{m}C_p)_X$  : Débit calorifique du fluide considéré du côté chaud ou du côté froid.

$(\dot{m}C_p)_{\min}$  : La plus petite valeur du débit calorifique des deux fluides.

L'avantage de cette approche de modélisation est la bonne approximation de l'efficacité  $E$  qui peut être considéré constante malgré la variation des niveaux de température à condition que les taux de débit de deux fluides restent constant [13]

### 3.3 SIMULATION

Dans le but de simuler le comportement du système, chacun de ces composants (sous système) devra avoir toutes ces caractéristiques définies et spécifiés.

Différents types de capteurs solaires, de pompes à chaleur ou systèmes de distribution ont des caractéristiques qui diffèrent pour cela la spécification du type de composants et leurs caractéristiques spécifiques doit être établie pour chaque partie du système de chauffage.

Chaque composant doit être choisie pour assurer les besoins nécessaires du système de chauffage.

Les composants choisis et leurs justifications sont présentées dans le tableau suivant :

Sous système	Type sélectionné	justification
Capteur solaire	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Capteur plan vitré Altenate Energy Technology Model AE 21</li> <li>▪ Fluide caloporteur : eau glycol</li> </ul>	<p>Faible coefficient de perte de chaleur <math>F_R</math> et facteur de perte thermique <math>U_L</math></p> <p>Coefficient d'efficacité acceptable</p> <p>Coût moindre</p> <p>Prévention contre le risque de gel</p>
PAC	<p>Compression mécanique mono étagée</p> <p>Fluide frigorigène R134a</p>	<p>Technologie simple et coût acceptable</p> <p>Chaleur d'évaporation et de condensation élevée par rapport au R22, le R134a est un fluide ininflammable, non explosible, non toxique et inoffensif pour la couche d'ozone.</p>
Système de distribution	Chauffage par plancher chauffant	Système adéquat pour les températures résultant de la condensation de la PAC

Tableau 3.2 : Sélection des composants

### 3.3.1 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

Dans le but de simplifier l'analyse thermique du système, on considère les hypothèses simplificatrices suivantes :

- utilisation des données météorologique NASA Surface meteorology and Solar Energy (SSE) produit par la NASA pour différents points du globe terrestre donnant les valeurs moyennes mensuelles quotidiennes des radiations solaires et de l'indice de clarté  $(\bar{H}, \bar{K})$ .
- Le débit dans la boucle solaire est constant
- La température de départ du fluide caloporteur de stockage est égale à température ambiante de l'air.
- La température maximale du fluide caloporteur dans le réservoir de stockage  $T_{s\_max} = 45^\circ\text{C}$ .

- Les tuyauteries entre les capteurs et le réservoir de stockage ainsi que celle entre la PAC et le système de distribution sont parfaitement isolées, donc les pertes thermiques sont négligeables.
- Besoins en chauffage du bâtiment supposé constant et calculés à partir de la température de base de la ville de Constantine  $T_{BASE} = 1^{\circ}C$ .

► **POMPE À CHALEUR :**

Perte de charge du condenseur : négligeable

Perte de charge de l'évaporateur : négligeable

Perte de charge des tuyauteries liquide, aspiration et de refoulement : négligeable

Efficacité isentropique du compresseur : 0,8

La différence entre la température de stockage et la température d'évaporation est :

$$T_s - T_{ev} = 5^{\circ}C$$

La température de condensation est :  $T_{CD} = 50^{\circ}C$

La Surchauffe du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur est :  $7^{\circ}C$

Le Sous refroidissement du fluide frigorigène à la sortie du condenseur est:  $5^{\circ}C$

► **CAPTEUR [34]**

Type capteur plan

Model Aternate Energy AE-21

Surface brut :  $1,931 \text{ m}^2$  \_ Surface net :  $1,783 \text{ m}^2$

Paramètres de performances :

Le facteur de perte de chaleur est :  $F_R(\tau\alpha) = 0,706$

Le coefficient de perte de chaleur est :  $F_R U_L = 4,9099 \text{ W} / \text{m}^2\text{C}$

Les variations de l'efficacité optique des capteurs avec l'angle d'incidence négligeable.

► **SYSTEME DE DISTRIBUTION**

Charge alimentée pendant les heures de travail de 8 heure à 17 heure soit 9 heure de fonctionnement.

Maintient de la température intérieure du bâtiment à  $18^{\circ}C$ .

La température de départ du circuit de chauffage est :  $T_{départ} = 45^{\circ}C$

La température de retour du circuit de chauffage est :  $T_{retour} = 40^{\circ}C$

### ► REGULATION DU SYSTEME

La circulation du fluide dans les capteurs s'établit quand  $T_{capteur} > \text{Stockage} + \Delta T1$ .

Les pompes de circulations sont arrêtées quand  $T_{capteur} < \text{Stockage} + \Delta T2$ . [35]

( $\Delta T1 = 5 \text{ K} - 8 \text{ K}$ )

( $\Delta T2 = 1 \text{ K} - 3 \text{ K}$ )

La PAC est mise en marche si  $T_{intérieur} < 18^{\circ}C - \Delta T$

Le compresseur est arrêté si  $T_{intérieur} = 18^{\circ}C + \Delta T$

( $\Delta T = 1\text{K} - 2\text{K}$ )

### ► CARACTERISTIQUES DU RESERVOIR DE STOCKAGE

Le volume de stockage est un paramètre à déterminer et la surface du réservoir de stockage est inconnue est par conséquent  $(UA)_S$ .

D'après Agami Reddy (The Design and Sizing of Active Solar Thermal Systems) [13]

Les valeurs typiques pour les systèmes de chauffage solaire sont :  $(U)_S = 0,25 \text{ à } 0,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Prenons comme valeur de  $(UA)_S = 10 \text{ W/°C}$

### 3.3.2 SIMULATION DU SYSTEME

Une simulation détaillée de l'ensemble du système a été exécutée dans le but d'étudier le fonctionnement et le comportement du système de chauffage global et de simuler les variations diurnales de la température du fluide de stockage et les flux énergétiques échanges de chaque sous systèmes dans le système de chauffage solaire : système de captage, système de stockage, pompe à chaleur, et système de distribution.

En réalité le système de captage va continuellement augmenter la température du fluide au niveau du réservoir de stockage, et la demande du bâtiment en énergie va continuellement diminuer cette température, donc ce constant chargement et déchargement du système de

stockage doit être simulé dans le but de dimensionner le système (avec les paramètres de fonctionnements spécifiés auparavant). [33]

A partir des résultats obtenus on détermine les paramètres de synthèse du fonctionnement du système.

### 3.4 RESOLUTION

La technique employée est la simulation pas à pas du comportement de longue durée du système par utilisation de l'analyse de LIU-JORDAN [3] [13] par définition pour chaque mois de l'année des données météorologiques heure par heure d'une journée type, il s'agit du jour moyen mensuel, tous les jours du mois sont supposés identiques, le système est simulé sur la période de la journée entière.

On suppose que le système solaire opère en état stationnaire durant un pas de temps à la fin duquel il subit un changement brusque dans les conditions opératoires suite aux changements des fonctions contraintes par lesquelles le système atteint un nouvel état stationnaire.

Le pas de temps utilisé est de une (01) heure.

La simulation est effectuée pour le jour moyen du mois de Février qui est le 16<sup>ème</sup> jour correspondant au numéro du jour  $n=47$ . [32]

La procédure étant la suivante :

- On a les données de l'état initial du système au temps  $t = t_0$ , la température initiale de stockage est égale à la température ambiante  $T_s = T_a$
- On entre les données météorologiques au temps  $t$ , supposées constantes entre  $t+\Delta t$
- On calcule les performances relatives à ces données, supposées constantes entre  $t+\Delta t$
- On en déduit l'état du système au temps  $t+\Delta t$  c'est-à-dire que la température de stockage pendant la période de une (01) heure est constante et est égale à la valeur de la fin de période précédente.

Finalement, la condition (état quasi stationnaire) doit être vérifiée [13] :

$$[T_s(t) - T_s(t + 24h)] \leq \varepsilon \quad (3.50)$$

$\varepsilon$  : est la tolérance admissible

Pour les systèmes solaires à stockage non stratifié, les valeurs recommandées de  $\varepsilon$  sont dans l'intervalle de 0,1-0,5°C.

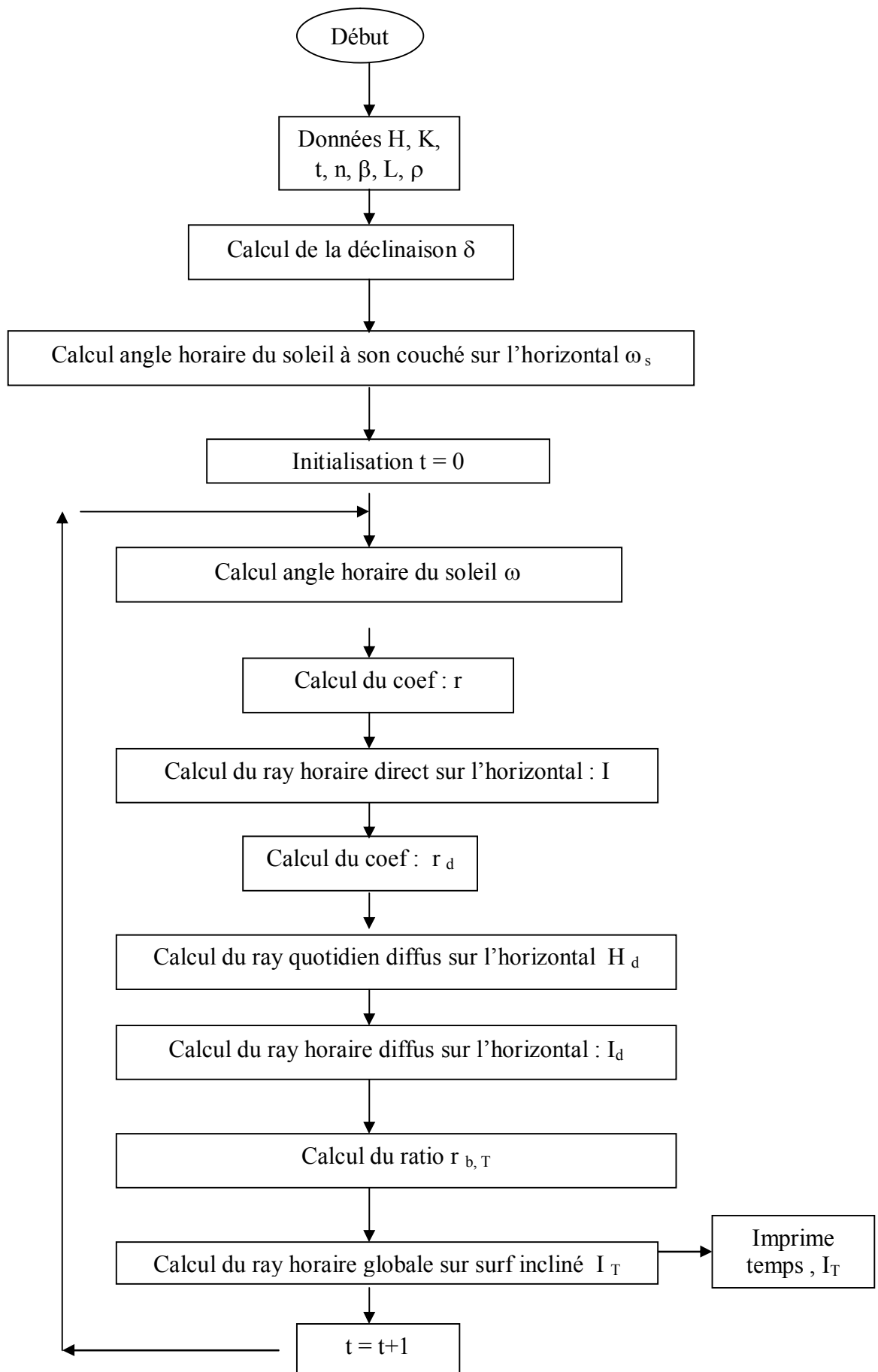
Dans notre cas  $\varepsilon = 0,1^\circ\text{C}$

Le système étant conçu pour fonctionner de 8 à 17 heure et puisque le fonctionnement du système sur une journée dépend de celui de la journée précédente, la Température de stockage pendant l'arrêt du système doit être évoluée.

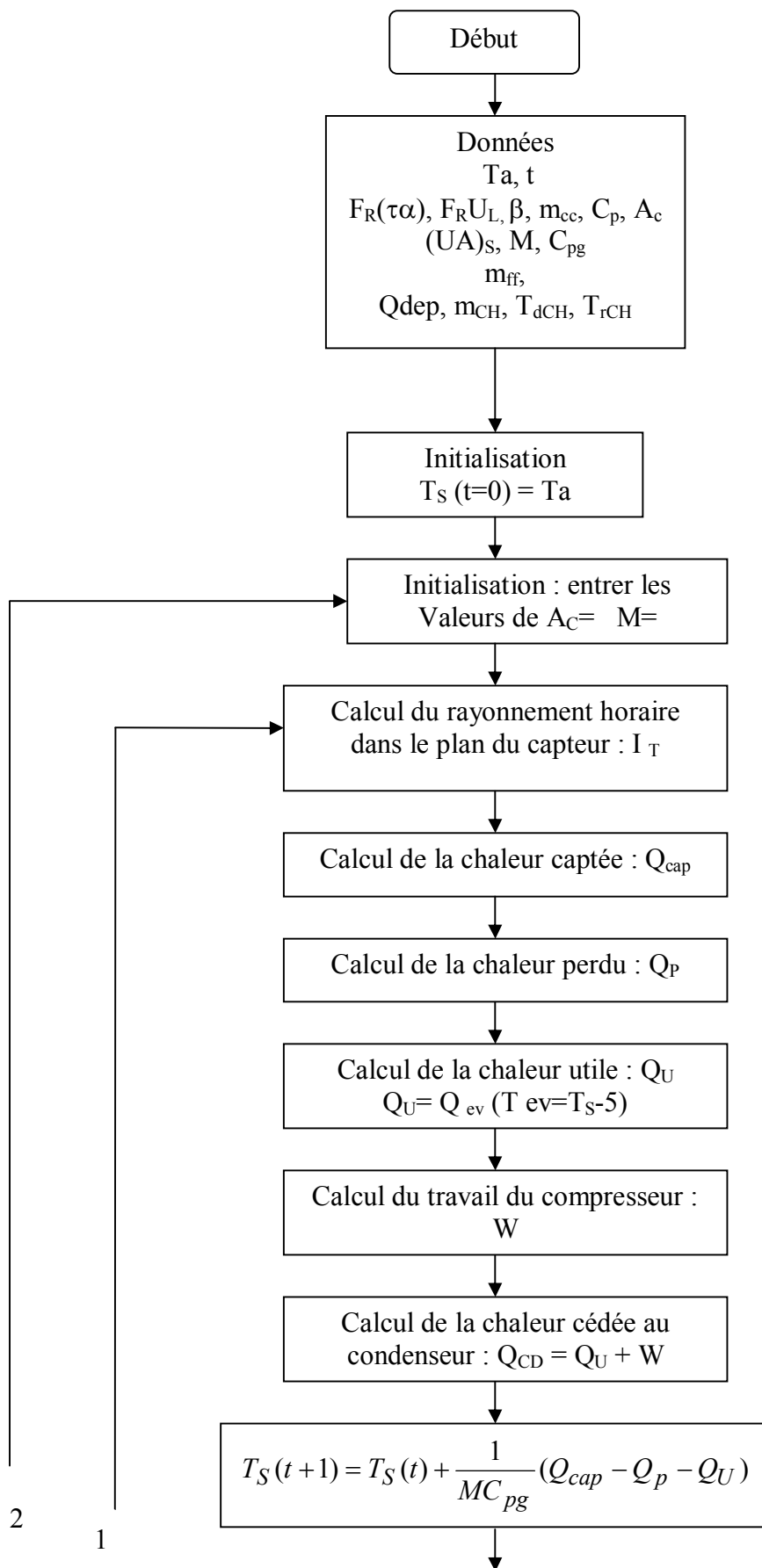
La résolution du système est exécuté on utilisant la méthode d'intégration numérique d'Euler [13] Avec la réalisation d'un programme en langage FORTRAN.

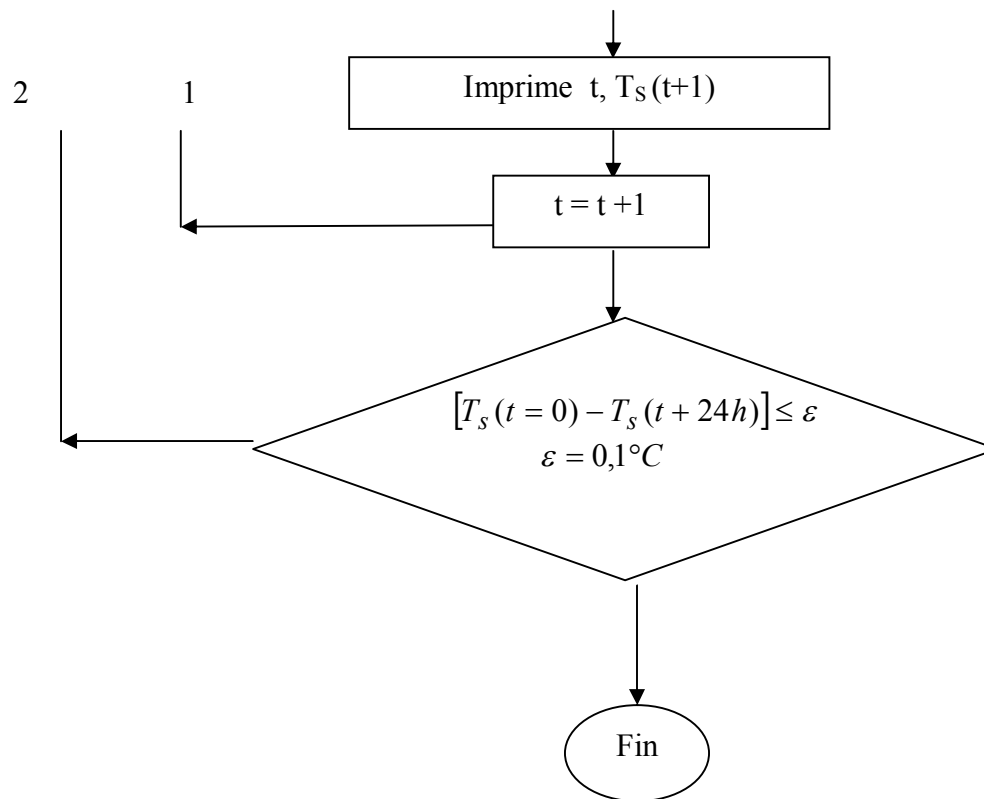


## Organigramme de Calcul du rayonnement horaire dans le plan des capteurs



## Organigramme de Calcul de la température horaire de stockage





# **CHAPITRE 4**

## **RESULTATS DE SIMULATION INTERPRETATION ET DISCUSSION**

## 4-1 RESULTATS

L'exécution de la simulation du système avec les paramètres évalués et pris comme entrées initiales à savoir :  $A_C = 133\text{m}^2$  et  $M = 4\text{m}^3$  ont données un résultat de la température de stockage à  $t=17\text{h}$   $T_S (t=16-17) = 1^\circ\text{C}$ , résultat ne donnant pas satisfaction du fait que  $T_S (t=17\text{h})$  est inférieur à  $T_S (t=0)$ .  $T_S (t=17\text{h}) < T_S (t=0)$ .

On fixe la surface de captage  $A_C = 133\text{m}^2$  et avec la variation du volume de stockage, on trouve pour la valeur de  $M=10\text{m}^3$  la valeur de  $T_S (t=16-17) = 4.7^\circ\text{C}$  qui égale à  $T_S (t=0)$ .

Les résultats de la simulation sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 4.1 : Résultat de simulation ( $133\text{m}^2$  &  $10\text{m}^3$ )

Résultats de simulation du mois de Février (pour le jour moyen du mois n = 47)											
Temps solaire (h)	$I_T$ Mj / m <sup>2</sup> h	$T_{sf}$ (°C)	$Q_{cap}$ Mj / h	$Q_{pert}$ Mj / h	$T_{ev}$ (°C)	$\Delta h_{ev}$ KW	$Q_{util}$ Mj / h	$Q_{CD}$ KW	$Q_{dép}$ Mj / h	$W_{comp}$ KW	COP
début		4,7									
6-7	0,00	4,7	0,000	0,000			0,000				
7-8	0,47	5,9	44,382	0,000		0,000	0,000				
8-9	0,97	4,6	88,887	0,042	0,9	37,790	136,044	48,43	174,35	10,640	4,552
9-10	1,48	4,8	139,928	0,003	-0,4	37,480	134,928	48,43	174,35	10,950	4,423
10-11	1,86	5,8	175,506	0,002	-0,2	37,520	135,072	48,43	174,35	10,910	4,439
11-12	1,98	7,1	184,369	0,040	0,8	37,770	135,972	48,43	174,35	10,660	4,543
12-13	1,98	8,2	181,416	0,085	2,1	38,080	137,088	48,43	174,35	10,350	4,679
13-14	1,86	9,0	167,383	0,126	3,2	38,340	138,024	48,43	174,35	10,090	4,800
14-15	1,48	8,7	129,715	0,154	4,0	38,530	138,708	48,43	174,35	9,899	4,892
15-16	0,97	7,3	82,114	0,145	3,7	38,460	138,456	48,43	174,35	9,971	4,857
16-17	0,47	4,7	38,348	0,092	2,3	38,130	137,268	48,43	174,35	10,300	4,702
Total	13,52		1232,05			342,10	1231,56	435,87	1569,13	337,57	

$$A_c = 133,00 \text{ m}^2$$

$$F_R \eta = 0,71$$

$$F_R U_L = 4,91 \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

$$M = 10\text{m}^3$$

$$(MCp)_s = 38,50 \text{ Mj/ K}$$

$$(UA)_s = 10,00 \text{ W/ C}$$

$$Cp_{glycol} = 3,85 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C}$$

$$T_{env} = 4,70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{eau} = T_{env} \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m_{ff} = 0,27 \text{ Kg/s}$$

$$ff = \text{R134a}$$

$$\varepsilon_{\text{capteur}} = 68,52 \text{ \%}$$

$$F_{\text{solaire}} = 78,49 \text{ \%}$$

Cependant cette valeur du volume de stockage conduit inévitablement à un modèle de stockage avec stratification qui est en contradiction avec nos hypothèses.

### LES EFFETS DU VOLUME DE STOCKAGE

La capacité de stockage est un paramètre important pour les systèmes de chauffage solaire, a cet effet nous allons étudiés ses effets et conséquences sur l'ensemble du système.

Pour cela on se propose d'étudier les variations de  $T_s$  en fonction du volume de stockage pour des valeurs de  $A_C=146\text{m}^2$  et  $A_C=160\text{m}^2$ (respectivement plus 10% et 20% de  $A_C=133\text{m}^2$ ), les résultats sont présentés dans les tableaux et les graphes suivants :

Tableau 4.2 : Résultat de simulation ( $146\text{m}^2$  &  $5\text{m}^3$ )

Résultats de simulation du mois de Février (pour le jour moyen du mois n = 47)											
Temps Solaire (h)	$I_T$ Mj/m <sup>2</sup> h	$T_{sf}$ (°C)	$Q_{cap}$ Mj/h	$Q_{pert}$ Mj/h	$T_{ev}$ (°C)	$\Delta h_{ev}$ KW	$Q_{util}$ Mj/h	$Q_{CD}$ KW	$Q_{dép}$ Mj/h	$W_{comp}$ KW	COP
début		4,7									
6-7	0,00	4,7	0,000	0,000			0,000				
7-8	0,47	7,2	48,720	0,000		0,000	0,000				
8-9	0,97	5,0	94,019	0,091	2,2	38,100	137,160	48,43	174,35	10,330	4,688
9-10	1,48	5,9	152,681	0,010	0,0	37,570	135,252	48,43	174,35	10,860	4,459
10-11	1,86	8,7	189,737	0,043	0,9	37,790	136,044	48,43	174,35	10,640	4,552
11-12	1,98	11,6	194,983	0,143	3,7	38,460	138,456	48,43	174,35	9,971	4,857
12-13	1,98	14,0	187,424	0,249	6,6	39,150	140,940	48,43	174,35	9,284	5,217
13-14	1,86	15,3	168,787	0,335	9,0	39,710	142,956	48,43	174,35	8,721	5,553
14-15	1,48	14,4	125,978	0,383	10,3	40,010	144,036	48,43	174,35	8,419	5,752
15-16	0,97	10,8	75,584	0,348	9,4	39,800	143,280	48,43	174,35	8,628	5,613
16-17	0,47	5,25	32,876	0,221	5,8	38,960	140,256	48,43	174,35	9,473	5,112
Total	13,52		1270,79	1,82		349,55	1258,38		1569,13	310,77	

$$A_c = 146,00 \text{ m}^2$$

$$F_R \eta = 0,71$$

$$F_R U_L = 4,91 \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

$$M = 5 \text{ m}^3$$

$$(MCp)_s = 19,25 \text{ Mj/K}$$

$$(UA)_s = 10,00 \text{ W/C}$$

$$Cp_{glycol} = 3,85 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C}$$

$$T_{env} = 4,70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{eau} = T_{env} \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m_{ff} = 0,27 \text{ Kg/s}$$

$$ff = R134a$$

$$\varepsilon_{\text{capteur}} = 64,38 \%$$

$$F_{\text{solaire}} = 80,20 \%$$

Tableau 4.3 : Résultat de simulation (160m<sup>2</sup> & 3,5m<sup>3</sup>)

Résultats de simulation du mois de Février (pour le jour moyen du mois n = 47)											
Temps Solaire (h)	I <sub>T</sub> Mj/m <sup>2</sup> h	T <sub>sf</sub> (°C)	Q <sub>cap</sub> Mj/h	Q <sub>pert</sub> Mj/h	T <sub>ev</sub> (°C)	Δh <sub>ev</sub> KW	Q <sub>util</sub> Mj/h	Q <sub>CD</sub> KW	Q <sub>dép</sub> Mj/h	W <sub>comp</sub> KW	COP
début		4,7									
6-7	0,00	4,7	0,000	0,000			0,000				
7-8	0,47	8,7	53,392	0,000		0,000	0,000				
8-9	0,97	5,7	98,986	0,143	3,7	38,460	138,456	48,43	174,35	9,971	4,857
9-10	1,48	7,9	165,236	0,037	0,7	37,740	135,864	48,43	174,35	10,690	4,530
10-11	1,86	12,7	202,247	0,115	2,9	38,270	137,772	48,43	174,35	10,160	4,767
11-12	1,98	17,1	202,371	0,287	7,7	39,400	141,840	48,43	174,35	9,025	5,366
12-13	1,98	20,4	189,727	0,448	12,1	40,430	145,548	48,43	174,35	8,002	6,052
13-14	1,86	21,7	166,917	0,565	15,4	41,180	148,248	48,43	174,35	7,246	6,684
14-15	1,48	19,5	119,949	0,613	16,7	41,480	149,328	48,43	174,35	6,951	6,967
15-16	0,97	13,6	68,308	0,533	14,5	40,980	147,528	48,43	174,35	7,451	6,500
16-17	0,47	5,1	28,247	0,320	8,6	39,620	142,632	48,43	174,35	8,815	5,494
Total	13,52		1295,38	3,06		357,56	1287,22		1569,13	78,31	

A <sub>c</sub> =	160,00	m <sup>2</sup>		
F <sub>R</sub> η =	0,71		T <sub>env</sub> =	4,70 °C
F <sub>R</sub> U <sub>L</sub> =	4,91	W/m <sup>2</sup> C	T <sub>eau</sub> =	T <sub>env</sub> °C
M =	3,5m <sup>3</sup>			
(MCp) <sub>s</sub> =	13,48	Mj/ K	m <sub>ff</sub>	0,27 Kg/s
(UA) <sub>s</sub> =	10,00	W/ C	ff	R134a
Cp <sub>glycol</sub> =	3,85	Kj/Kg°C		
ε <sub>capteur</sub>	59,88	%		
F <sub>solaire</sub>	82,03	%		

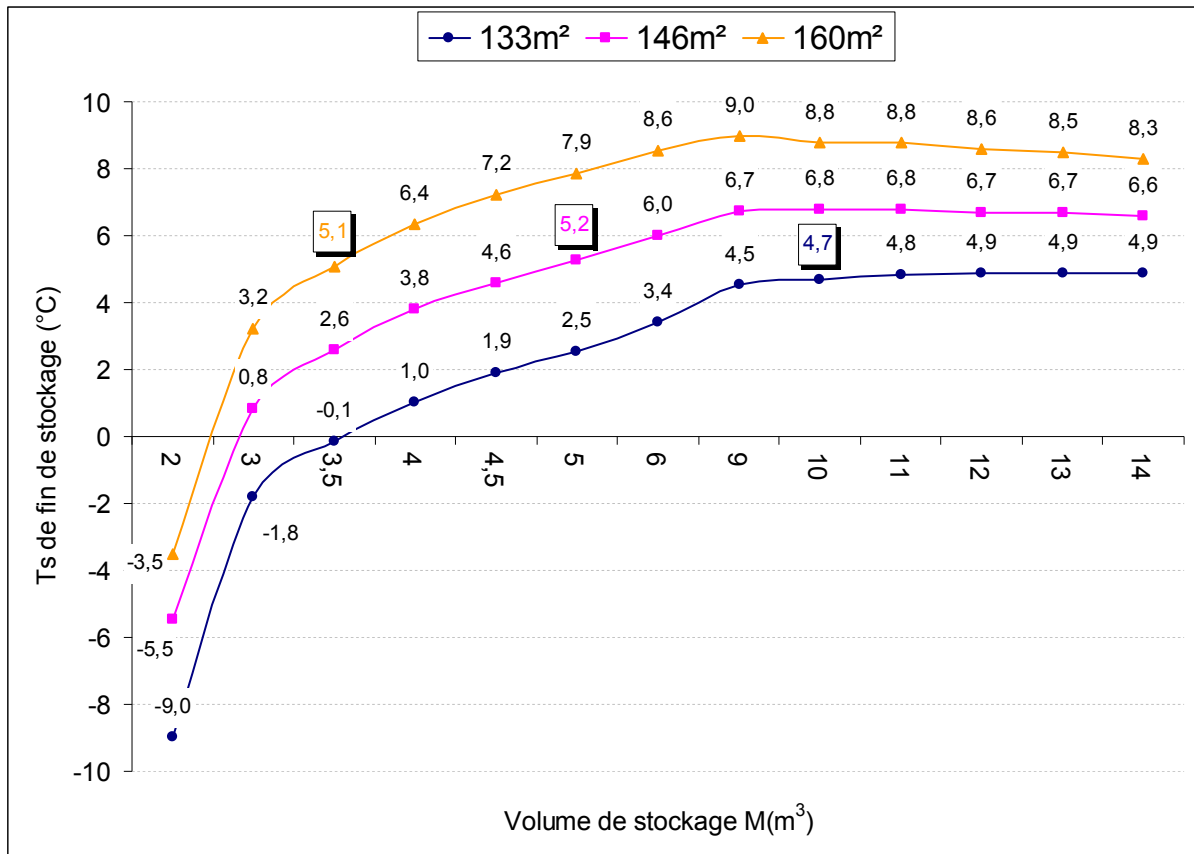


Figure 4.1: Variation de la température de stockage en fonction du volume

La Figure 4.1 donne la variation de la température de stockage pour différentes capacités du volume de stockage.

A partir de cette figure on peut voir que pour une valeur fixe de  $A_C$  plus le volume de stockage augmente et plus la température de stockage  $T_S$  augmente jusqu'à une valeur pour la quelle  $T_S$  atteint une valeur maximum au delà de cette valeur il se produit un effet inverse

l'augmentation du volume de stockage conduit à la diminution de  $T_S$

On remarque aussi que plus la surface de captage est grande plus la température de stockage est élevée.

Pour le cas de  $A_C=133\text{m}^2$  :

Pour  $M=10\text{m}^3$ ,  $T_S$  (t=16-17)=  $4,7^\circ\text{C}$  et

Lorsque  $M=12\text{m}^3$ ,  $T_S$  (t=16-17)=  $4,9^\circ\text{C}$

La température de stockage reste à un niveau bas de plus la capacité de stockage n'est pas utilisée efficacement.

On déduit que pour une valeur fixe de  $A_C$  existe une valeur spécifique optimale du volume de stockage  $M$ .



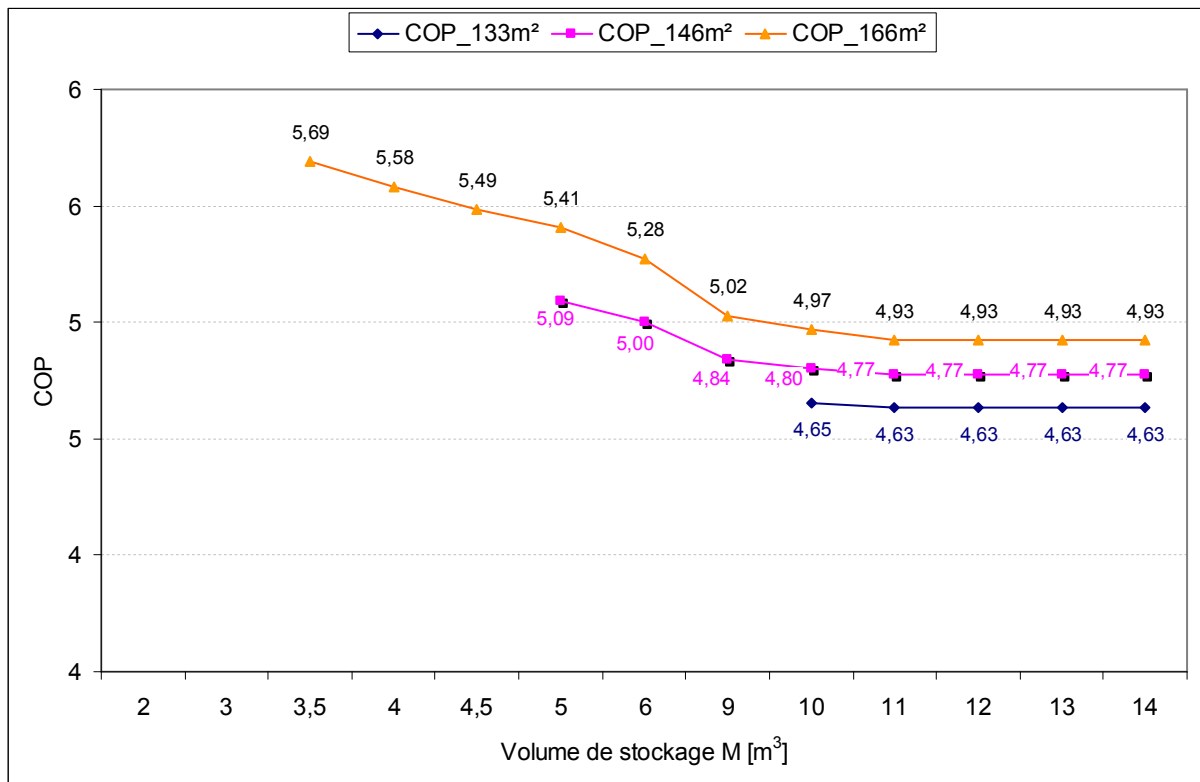


Figure 4.2: Variation du COP en fonction du volume de stockage

La figure 4.2 représente la variation du COP moyen journalier de la PAC en fonction du volume de stockage pour les valeurs fixe de surface de captage

Sur ce graphe on remarque que le COP (moyen journalier) est maximale pour la plus petite valeur de M donnant satisfaction [ $T_s(t=16-17) > T_s(t=0)$ ] et avec l'augmentation du volume de stockage le COP diminue puis reste relativement constant pour décroître à nouveau, ceci peut être expliqué par le fait que le COP est directement lié à  $T_s$  qui est dans notre cas la température de la source froide comme mentionné ci avant au chapitre 2 figure 2.3 page 56

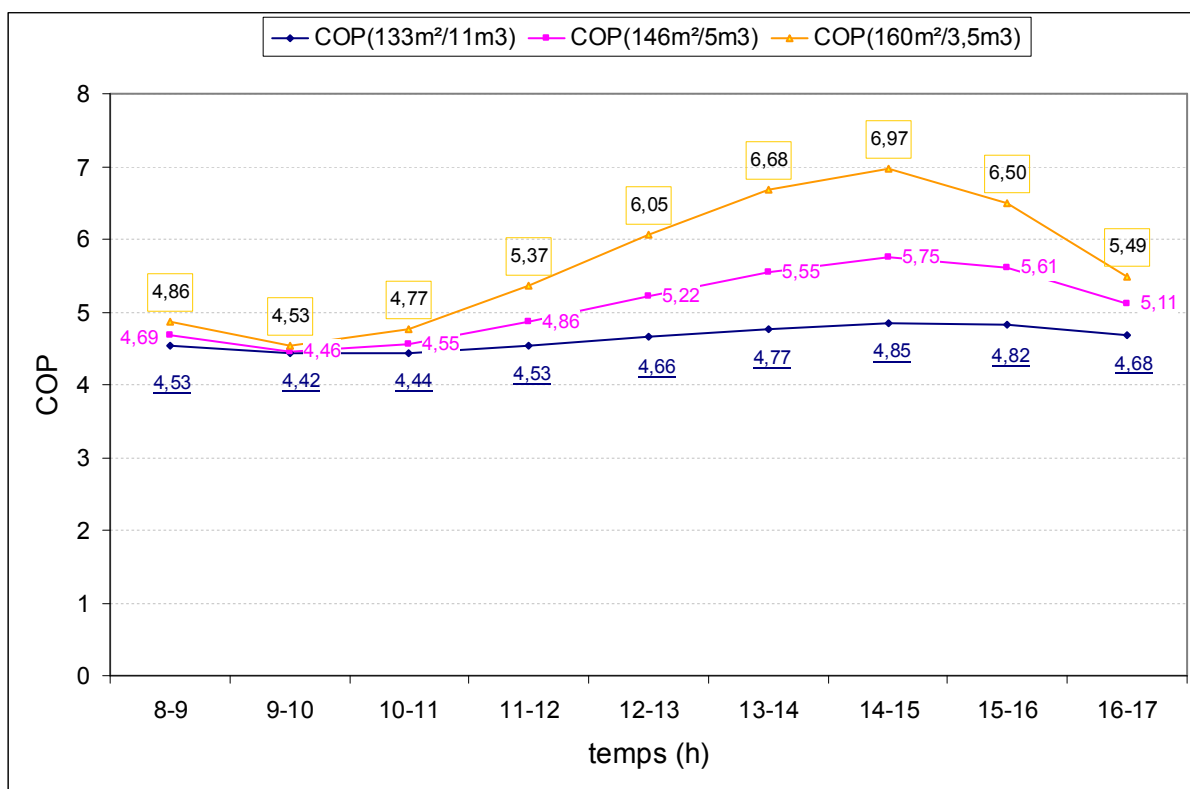


Figure 4.3: Variation du COP horaire en fonction du temps pour différentes valeurs du couple  $A_C-M$

La figure 4.3 représente la variation du COP en fonction du temps pour les différentes valeurs  $A_C-M$ . On remarque que le COP est maximale entre 14-15 heure ceci est le fait que la température  $T_s$  est maximale durant cette période.

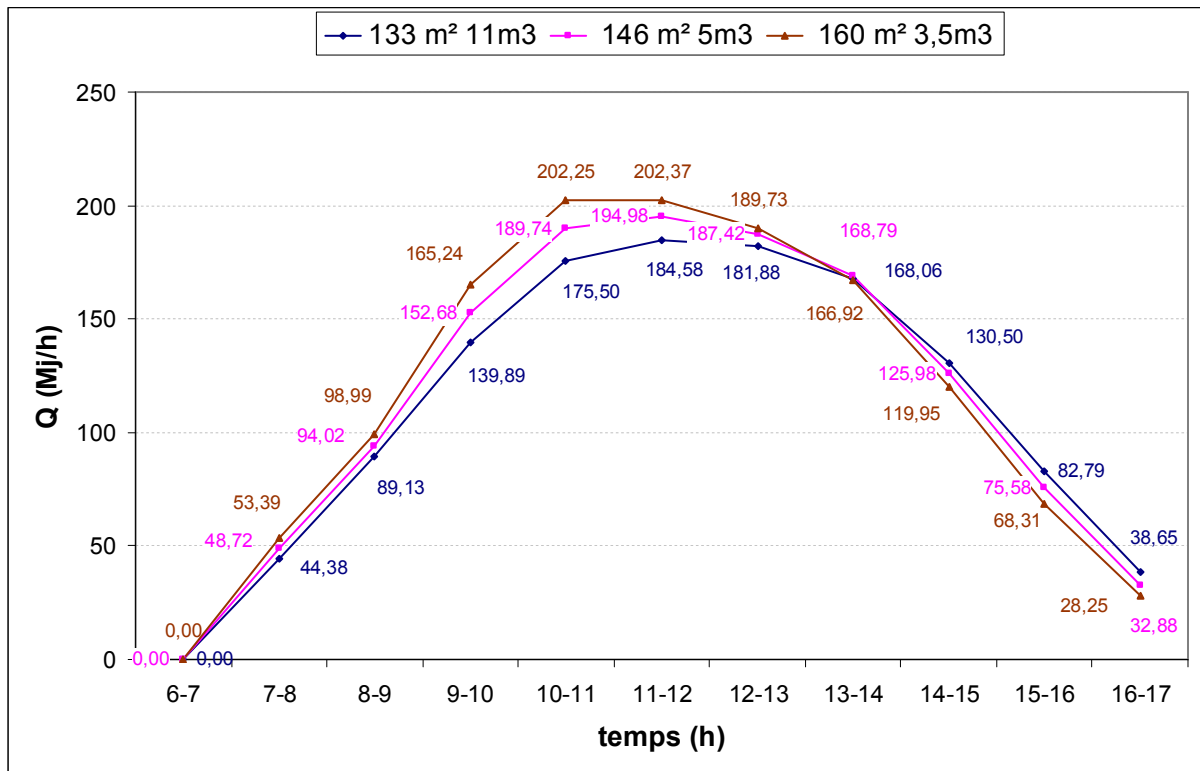


Figure 4.4: Variation de la chaleur captée en fonction du temps pour différentes valeurs du couple  $A_C$ - $M$

La figure 4.4 représente la quantité de chaleur captée  $Q_{cap}$  pour les valeurs optimales (donnant satisfaction) du couple  $A_C$ - $M$  on remarque que le gain de chaleur n'est pas proportionnel à l'augmentation de la surface des capteurs solaire, ce gain est plus grand pour la plus grande valeur de  $A_C$  le matin, maximum à midi pour décroître est redevient plus petit que pour la plus petite valeur de  $A_C$ . C'est-à-dire que le gain de chaleur captée est plus grand l'après midi pour la plus petite surface de captage.

Ce phénomène s'explique par le fait que la température de stockage  $T_S$  est plus élevée dans le cas de la plus grande valeur de  $A_C$  cette température étant la température d'entrée dans les capteurs et plus cette température est élevée, la quantité de chaleur captée est faible.

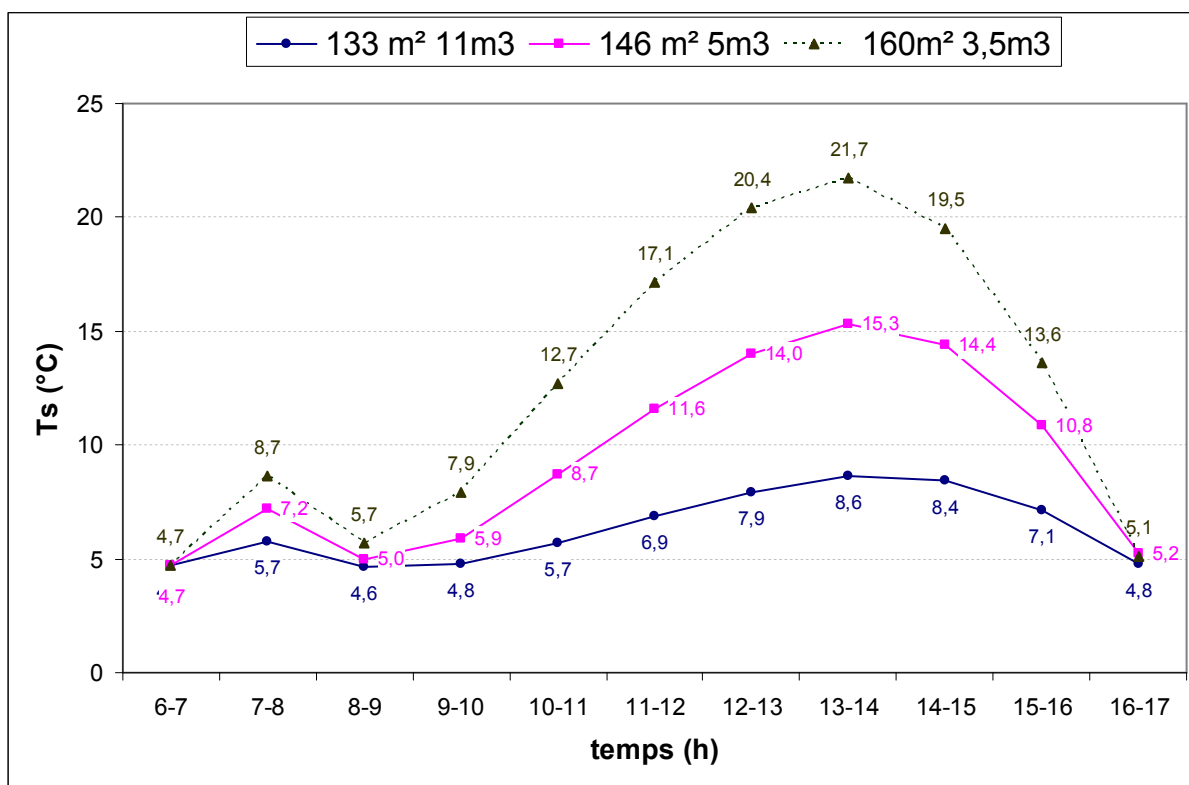


Figure 4.5 : Variation de la température de stockage en fonction du temps pour différentes valeurs du couple  $A_C$ - $M$

La figure 4.5 représente la température de stockage  $T_S$  pour les valeurs optimales du couple  $A_C$ - $M$ . On remarque que la température de stockage  $T_S$  est plus élevée dans le cas de la plus grande valeur de la surface de captage  $A_C$  et la plus petite valeur du volume de stockage  $M$ .  $T_S$  croit quand  $A_C$  augmente et  $M$  diminue.

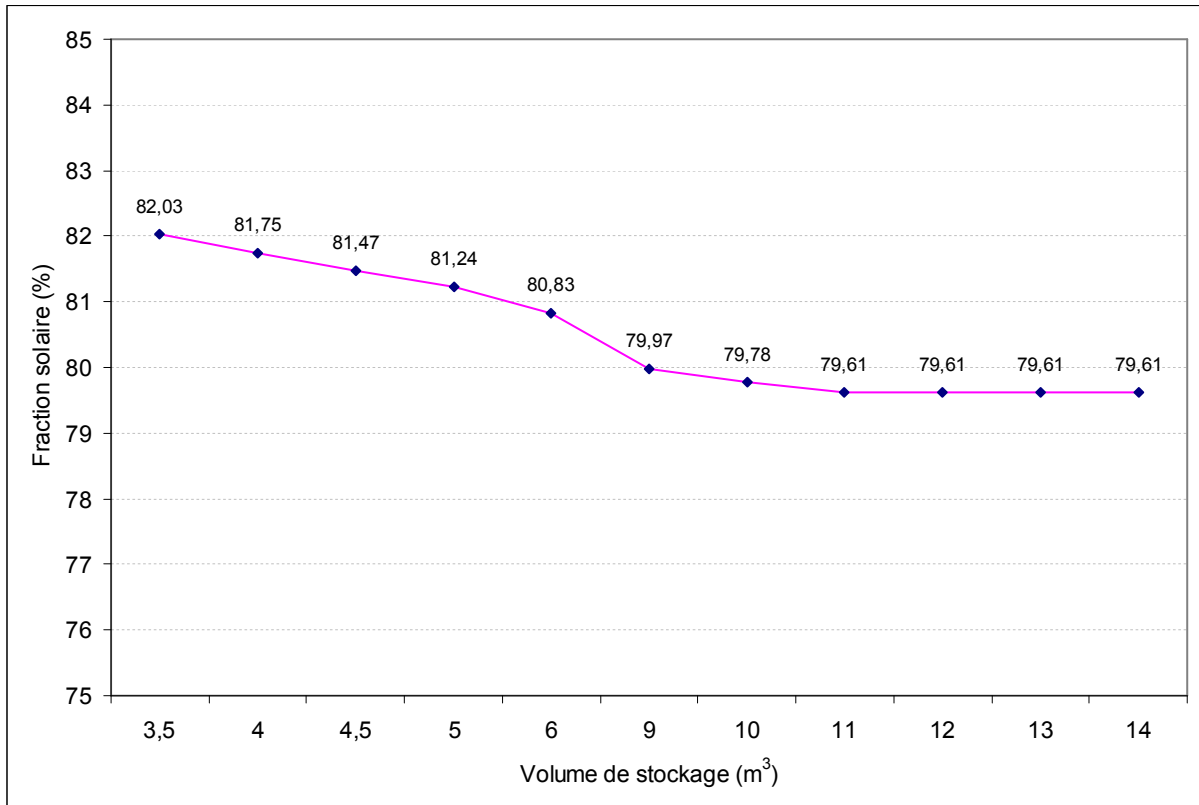


Figure 4.6: Variation de la fraction solaire en fonction du volume de stockage ( $A_C=160\text{m}^2$ )

La figure 4.6 représente la variation de la fraction solaire journalière en fonction du volume de stockage. On remarque que la fraction solaire diminue avec l'augmentation du volume de stockage pour une valeur fixe de  $A_C$  par conséquent plus le volume de stockage augmente et plus la contribution du système solaire diminue.

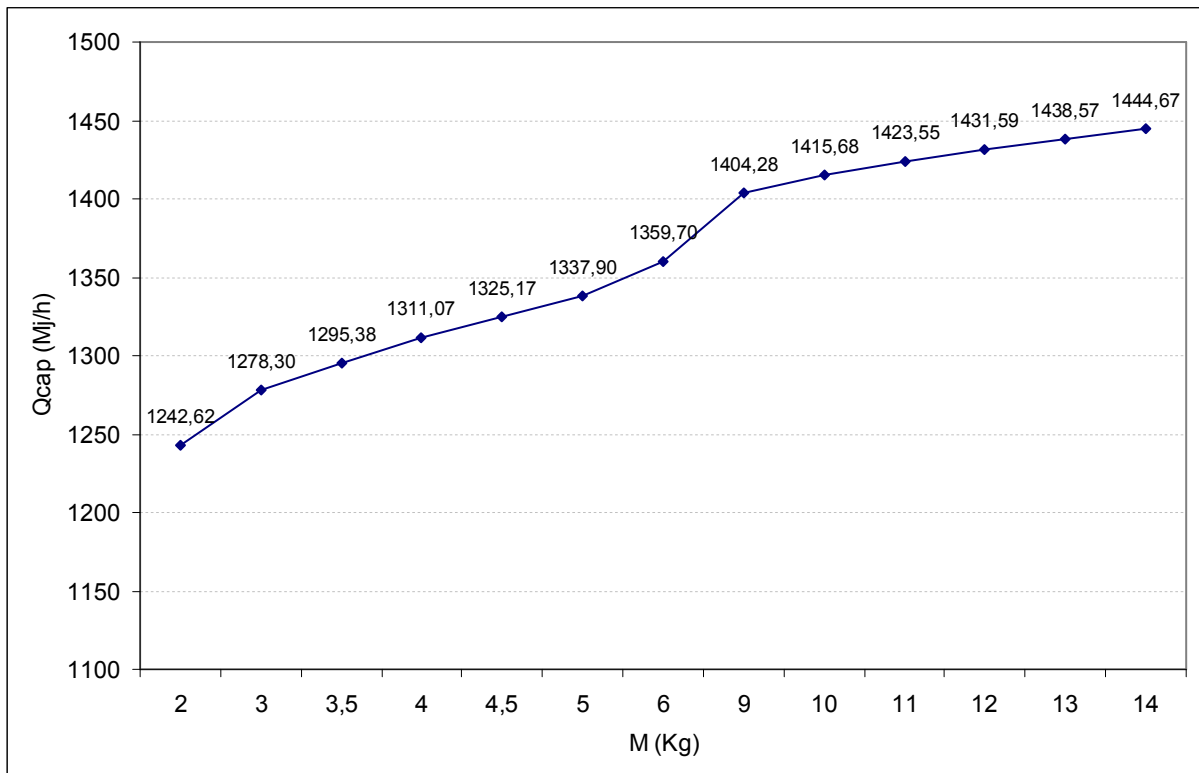


Figure 4.7: Variation de la quantité de chaleur captée en fonction du volume de stockage ( $A_C=160\text{m}^2$ )

La figure 4.7 représente la variation de la quantité de chaleur captée en fonction du volume de stockage. On remarque que la quantité de chaleur captée augmente avec l'augmentation du volume de stockage pour une valeur fixe de  $A_C$ . Ceci s'explique par le fait que la température de stockage qui la température de retour (d'entrée) aux capteurs est plus faible dans cas de grand volume de stockage et plus la température de stockage est faible et plus la chaleur captée et importante.

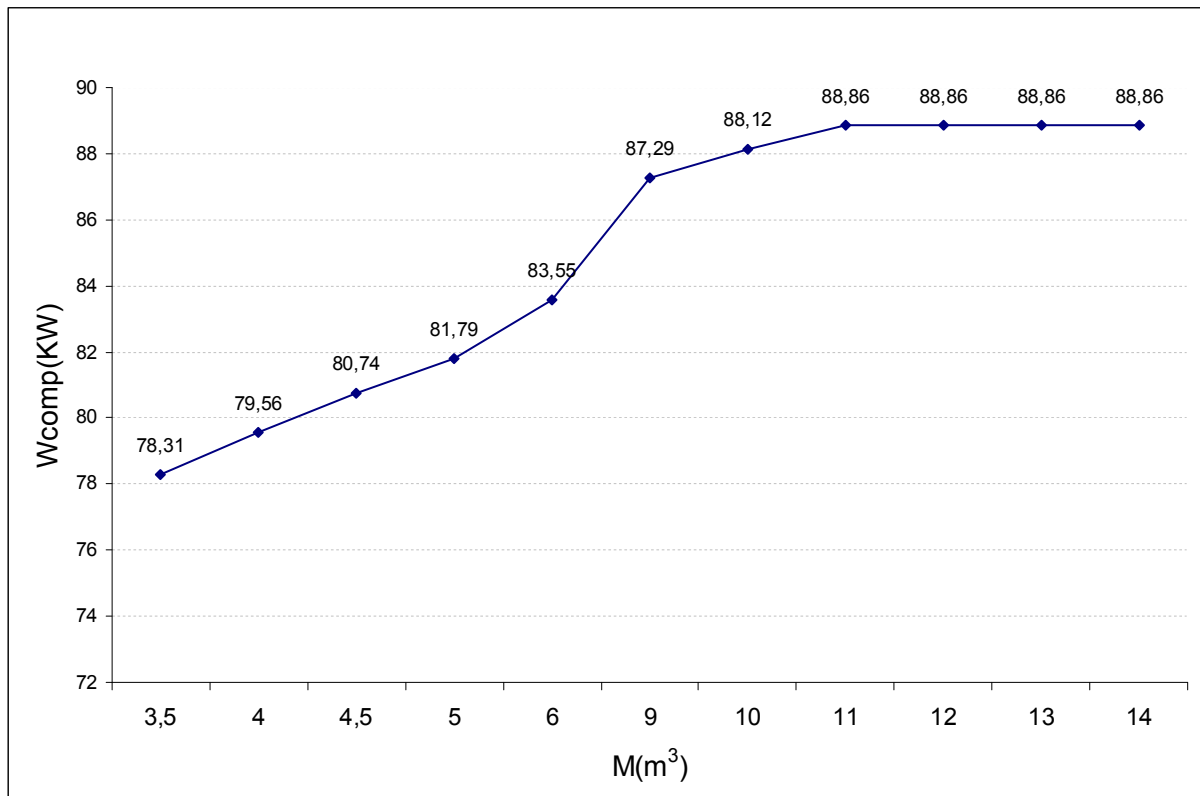


Figure 4.8: Variation du travail du compresseur en fonction du volume de stockage  
( $A_C=160\text{m}^2$ )

La figure 4.8 représente la variation du travail du compresseur en fonction du volume de stockage ( $A_C=160\text{m}^2$ ). On remarque que plus le volume de stockage augmente plus le travail fourni (énergie consommée) par le compresseur est important. Car plus le volume de stockage augmente et plus la température de stockage diminue et le COP de la PAC est directement lié à  $T_s$  qui est la température de source froide et plus cette température est faible et moins est la performance de la PAC.

Dans le but d'étudier le système et de simuler son comportement et chacun de ces composants (sous système) on a choisie à titre d'exemple le système ayant les caractéristiques suivantes :

$$A_C = 160\text{m}^2 \text{ et } M=3,5\text{m}^3.$$

Les résultats de cette simulation sont résumés ci-après :

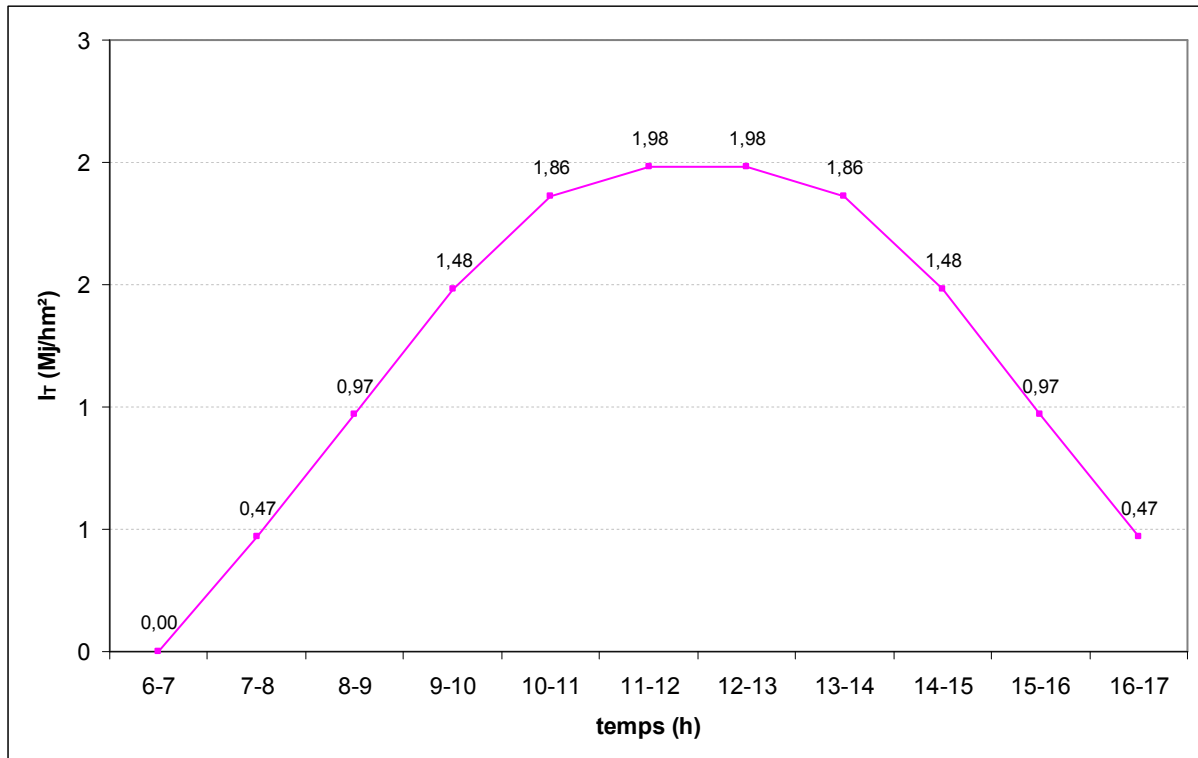


Figure 4.9 : Variation du rayonnement solaire en fonction du temps

$$A_C = 160\text{m}^2 \text{ et } M=3,5\text{m}^3.$$

La figure 4.9 représente la variation du rayonnement solaire en fonction du temps.

On constate que le rayonnement solaire augmente d'heure en heure le matin, il est maximal à midi pour décroître d'heure en heure l'après midi, il est symétrique par rapport à midi.



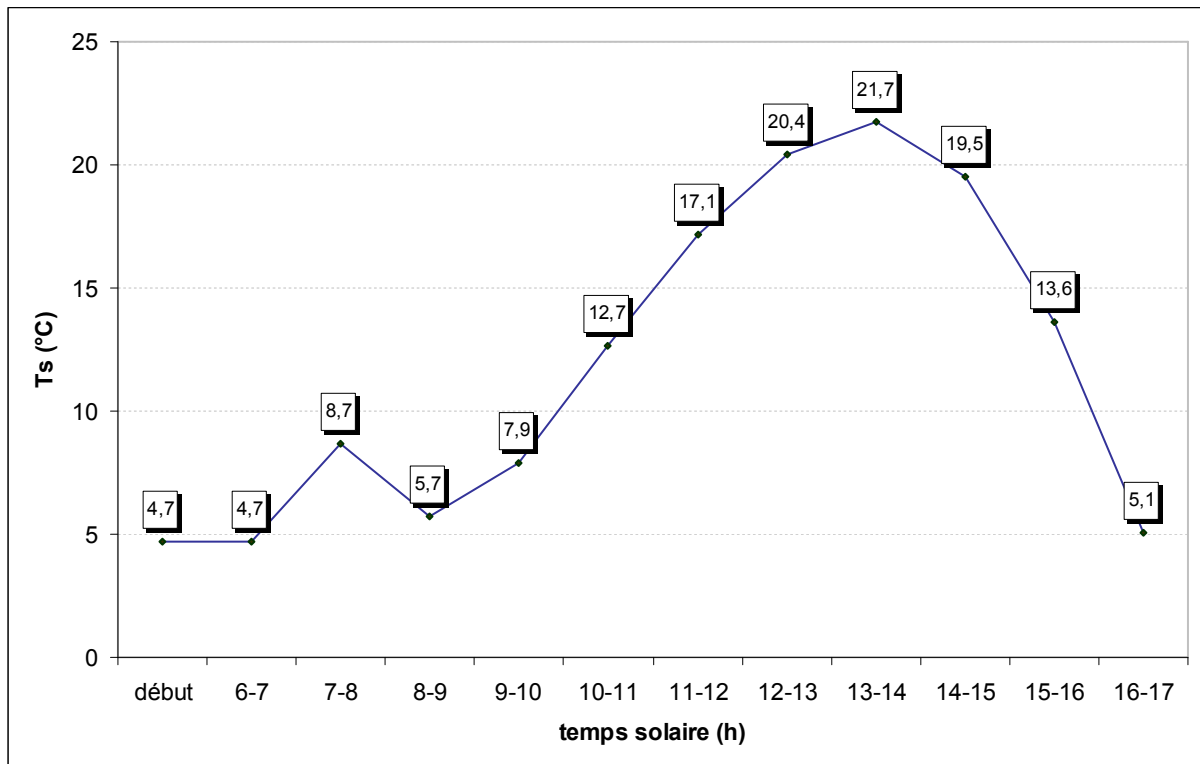


Figure 4.10: Variation de la température de stockage en fonction du temps

$$A_C = 160\text{m}^2 \text{ et } M=3,5\text{m}^3.$$

La figure 4.10 représente la variation de la température de stockage en fonction du temps.

On constat que la température de stockage est fluctuante au cours de la journée, elle croit au début (7-8h) puisque le système est à l'arrêt donc pas de chaleur extraite du stockage  $Q_U=0$

Puis elle décroît de (8-9h) puisque l'apport de chaleur par le système de captage est inférieur à la quantité de chaleur extraite  $Q_U$ .

A partir de 9 heure jusqu'à (13-14h)  $T_S$  croit puisque durant cette intervalle de temps la quantité de chaleur captée est supérieure à la quantité de chaleur extraite du stockage ( $Q_{cap}>Q_U$ ).

De (13-14h) jusqu'à 17 heure  $T_S$  décroît puisque ( $Q_{cap}<Q_U$ ).

Le surplus de chaleur captée durant la période ou  $Q_{cap}>Q_U$  permet de compenser le déficit durant la période ou  $Q_{cap}<Q_U$  et permet aussi de compenser les pertes de chaleur en période d'arrêt du système.

A partir de 17 heure le système est arrêté  $T_S$  décroît continuellement et progressivement, l'écart de température de stockage et la température ambiante est minime les pertes de chaleur sont relativement faibles.

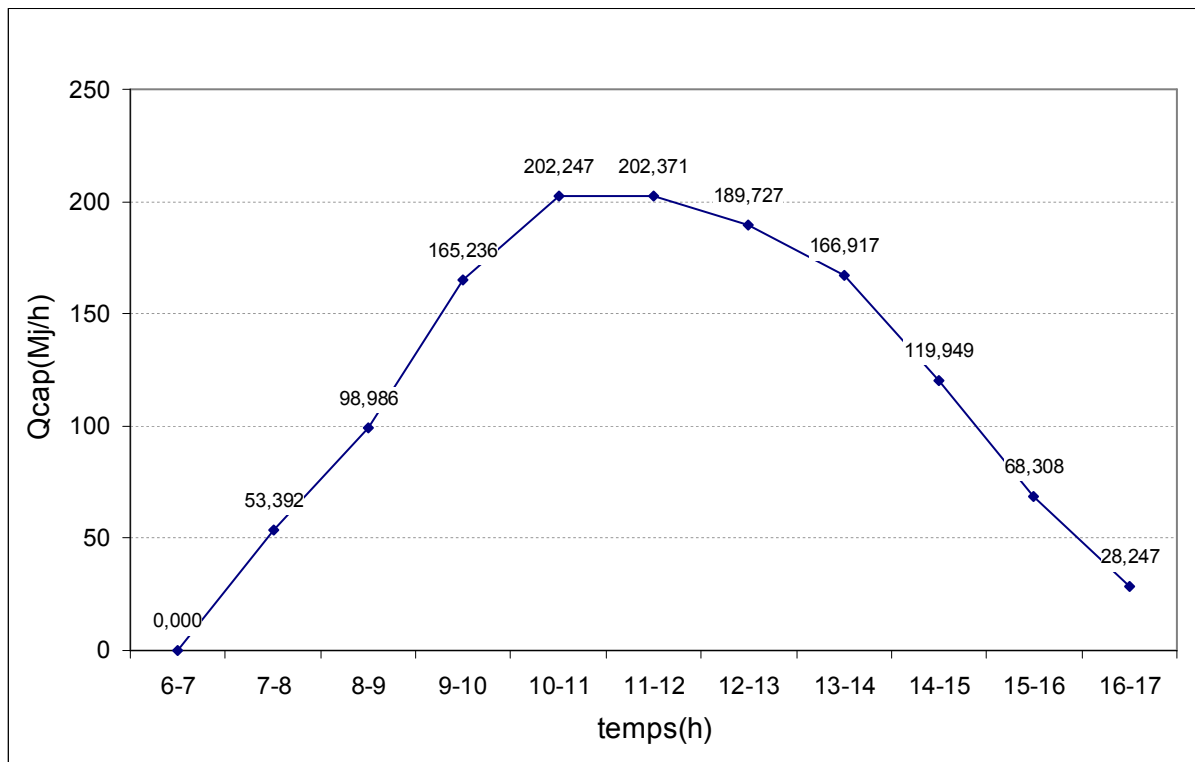


Figure 4.11 : Variation de la chaleur captée en fonction du temps

La figure 4.11 représente la variation de la quantité de chaleur captée en fonction du temps.

On constate que la quantité de chaleur captée  $Q_{cap}$  croît le matin et devient maximale à 11-12 heure pour diminuer à nouveau l'après midi, la chaleur captée  $Q_{cap}$  dépend de deux paramètres l'intensité du rayonnement solaire et la température d'entrée au capteur qui est dans notre cas la température de stockage  $T_S$ .

Le matin avec le démarrage du système la température de stockage est faible mais progresse lentement alors que l'intensité du rayonnement est grandissant ce qui favorise l'augmentation de la chaleur captée.

L'après midi la chaleur captée engendre l'augmentation de  $T_S$  et du fait que l'intensité du rayonnement solaire est en régression la chaleur captée diminue.

C'est ce qui va être éclairé dans les graphes suivants.

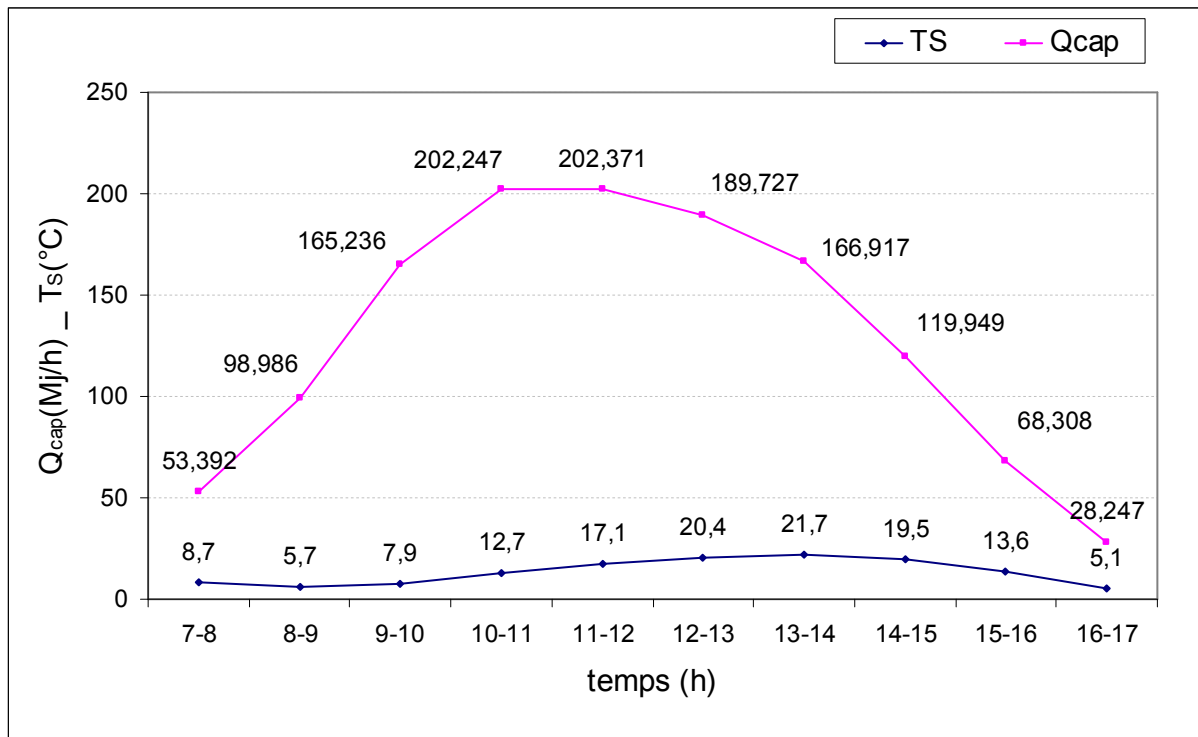


Figure 4.12 : Variation de la chaleur captée et de la température de stockage en fonction du temps

La figure 4.12 représente la variation de la chaleur captée et de la température de stockage en fonction du temps

On constate sur cette figure que plus la température de stockage augmente et plus la quantité de chaleur captée diminue.

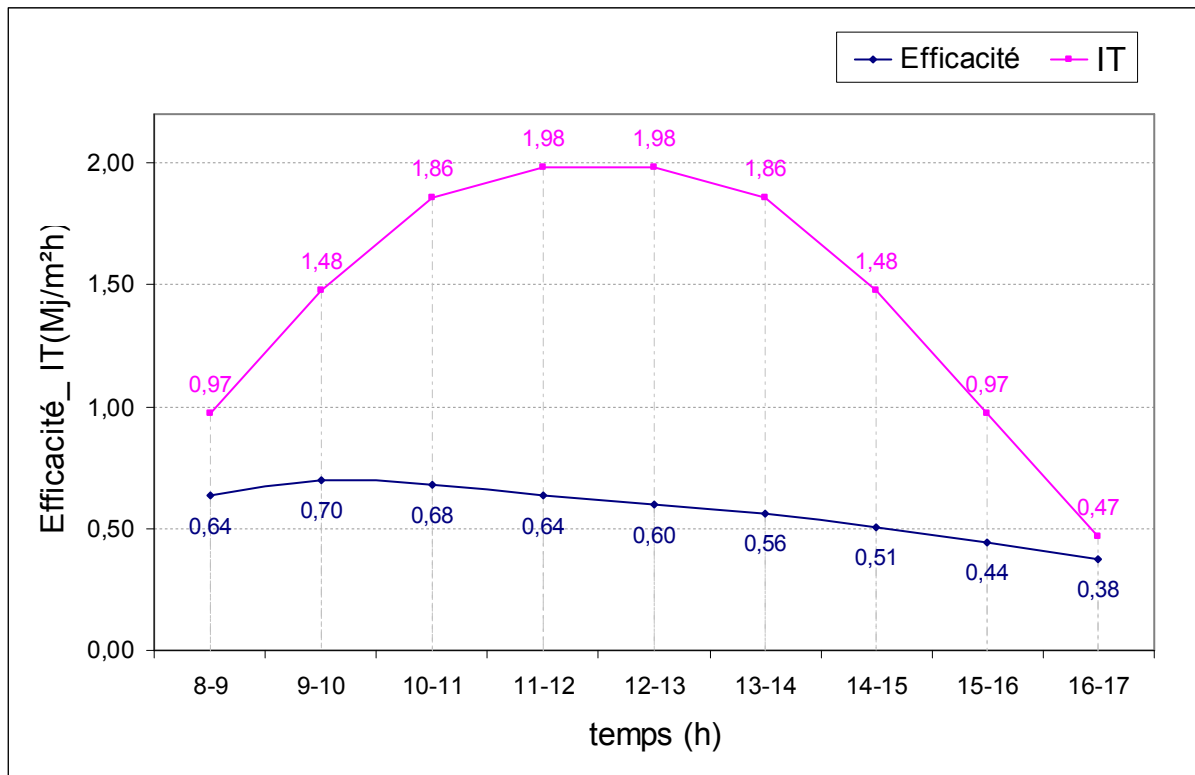


Figure 4.13 : Variation de l'efficacité des capteurs et du rayonnement solaire en fonction du temps

La figure 4.13 représente la variation de l'efficacité des capteurs et du rayonnement solaire en fonction du temps.

On constate que l'efficacité des capteurs diminue et ce malgré que l'intensité du rayonnement est croissante et même quand l'intensité du rayonnement est en régression, l'efficacité des capteurs continue à diminuer ce qui nous permet d'affirmer que l'intensité du rayonnement solaire n'est pas le paramètre le plus déterminant dans la variation de l'efficacité des capteurs solaire.

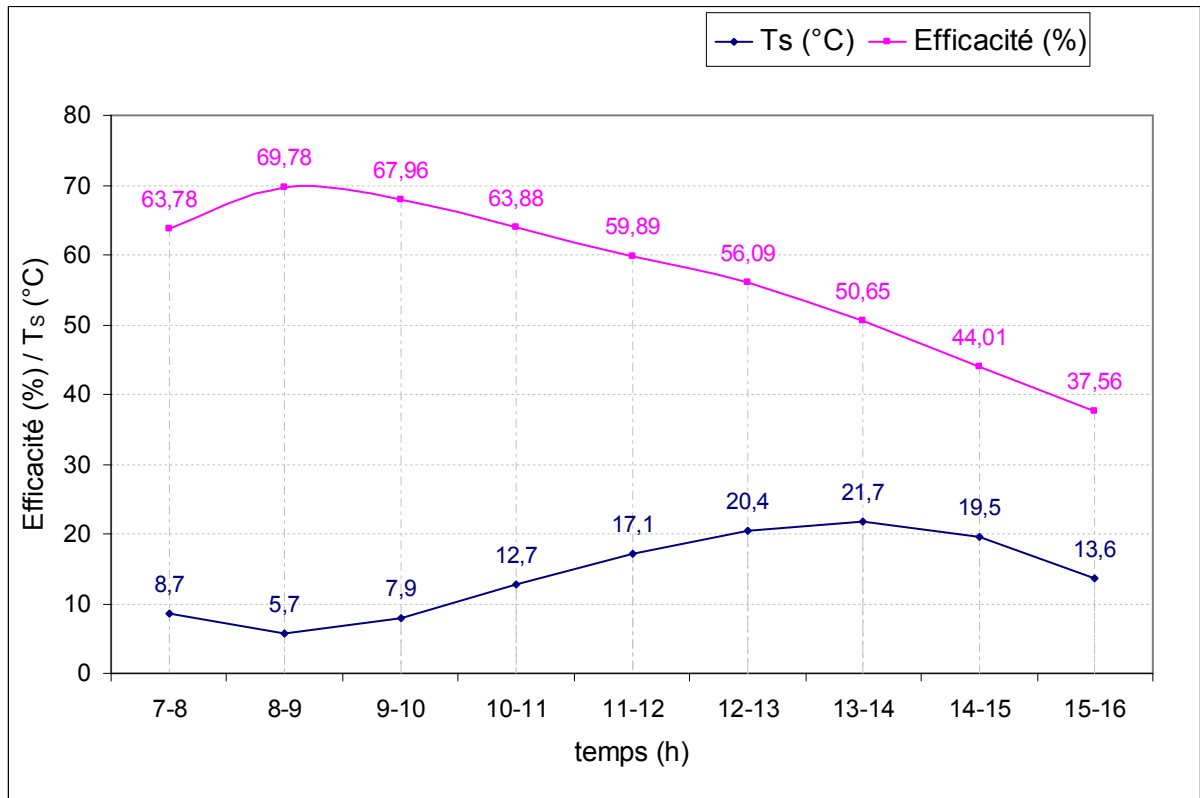


Figure 4.14 : Variation de la température de stockage et de l'efficacité des capteurs en fonction du temps

La figure 4.14 montre la variation de la température de stockage et de l'efficacité des capteurs en fonction du temps.

On constate que l'efficacité des capteurs est au maximum quand la température de stockage est faible et diminue avec l'augmentation de la température de stockage ceci permet de dire que la température de stockage  $T_s$  qui est la température d'entrée du fluide au capteurs est un paramètre déterminant dans l'évolution de l'efficacité des capteurs solaire.

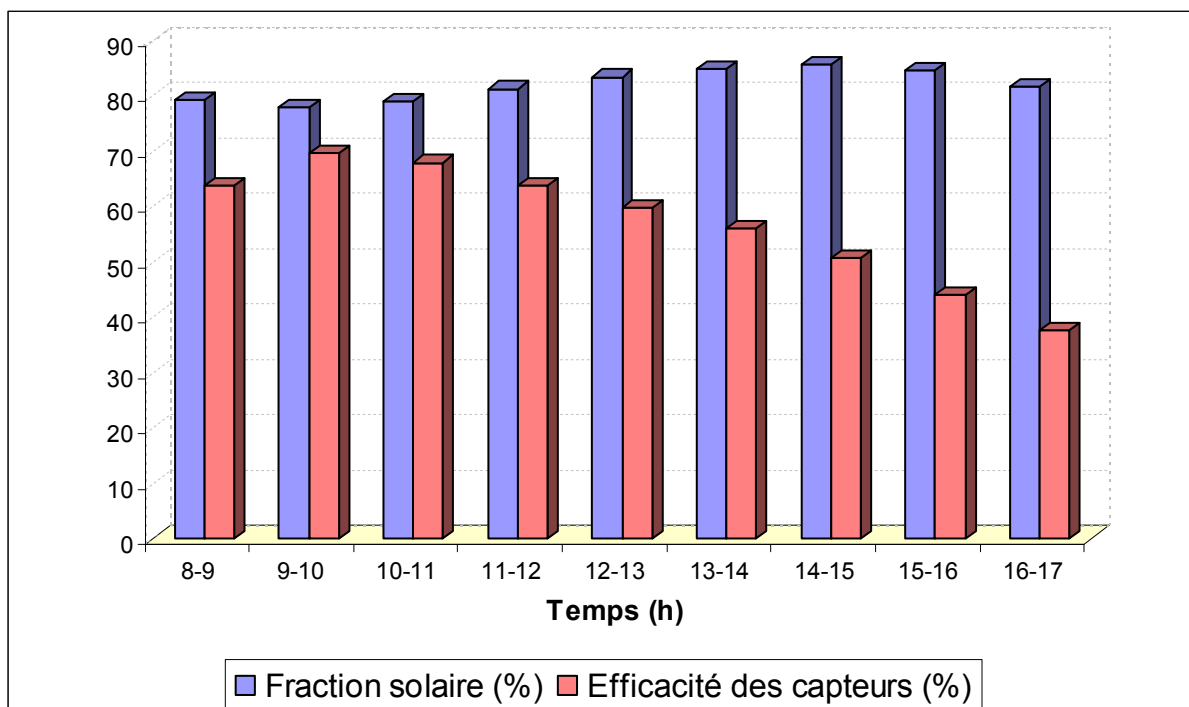


Figure 4.15 : Fraction solaire versus à l'efficacité des capteurs

La figure 4.15 représente la fraction solaire horaire comparée à l'efficacité horaire des capteurs.

On constate que l'efficacité des capteurs solaires est maximale à 9-10 heure (correspondant à l'heure où  $T_S$  est minimale) et décroît d'heure en heure pour arriver à sa valeur minimale en fin de journée, car durant cette période la température de stockage est croissante et plus  $T_S$  est grandissante et moins on capte de chaleur par rapport à la quantité totale de chaleur disponible.

Par contre la fraction solaire est relativement croissante et directement liée à  $T_S$  car plus grande est la température de stockage et plus importante est la chaleur disponible au niveau du réservoir de stockage c'est-à-dire chaleur disponible pouvant être extraite.

On conclut que la fraction solaire (contribution du système solaire) et l'efficacité des capteurs sont indépendants.

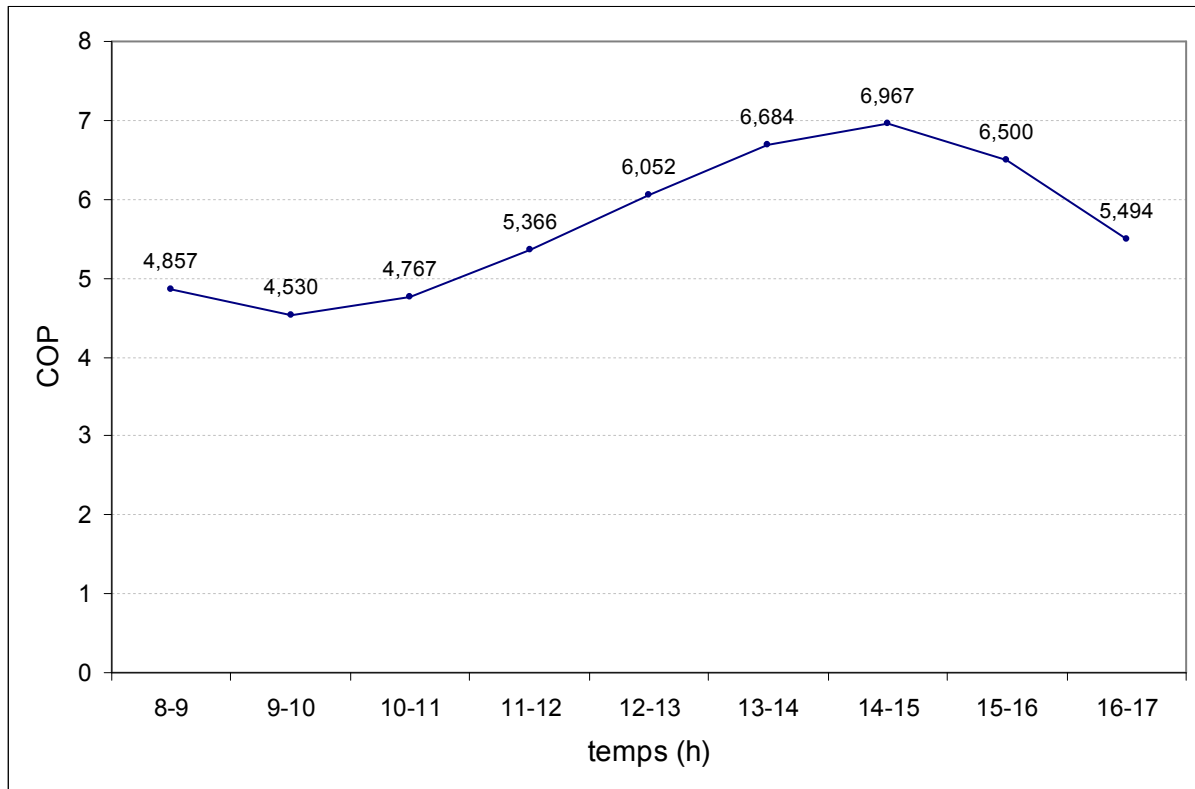


Figure 4.16: Variation du COP en fonction du temps

La figure 4.16 montre la variation du COP en fonction du temps.

On constat que le COP est fluctuant au cours de la journée, décroissant au début (8-10h) puis il croît progressivement pour devenir maximal entre (14-15h), pour décroître a nouveau jusqu'à 17 heure. Le paramètre décisif dans l'évolution du COP de la PAC est la température de stockage, c'est ce qui va être montré dans la figure 4.17 suivante

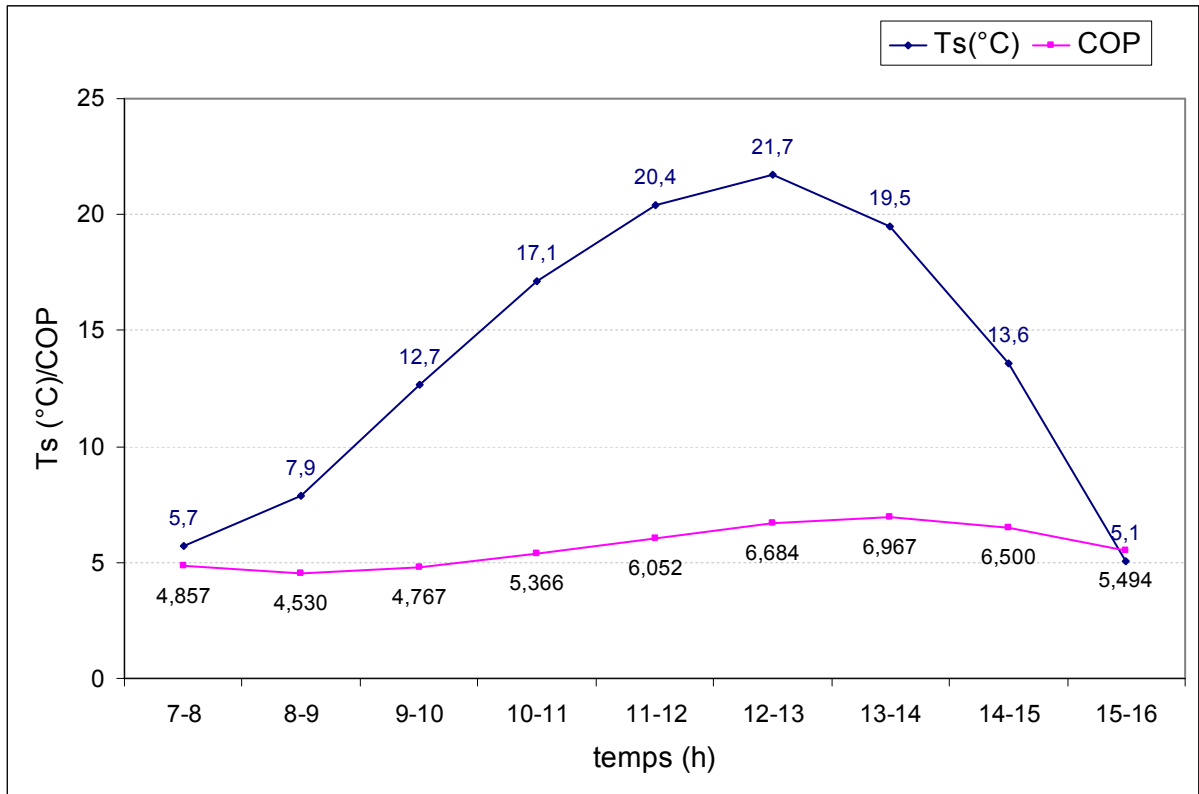


Figure 4.17 : Variation du COP et de la température de stockage en fonction du temps

La figure 4.17 montre la variation du COP et de la température de stockage en fonction du temps

Sur cette figure on remarque que les variations du COP suivent de manière similaire et dans le même sens les variations de la température de stockage

Le COP est directement lié à la température de stockage comme mentionné auparavant.



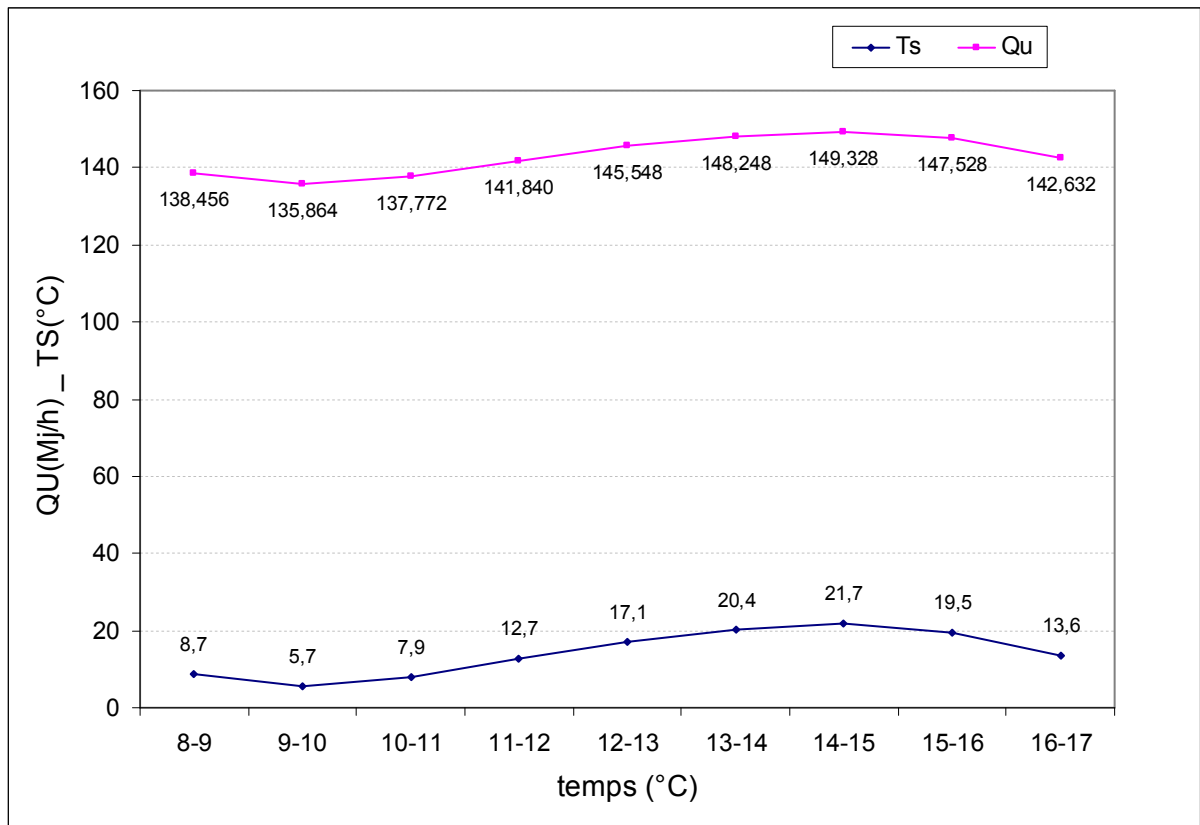


Figure 4.18 : Evolution de  $Q_U$  et de la température de stockage en fonction du temps

La figure 4.18 montre la variation l'énergie utile  $Q_U$  et de la température de stockage en fonction du temps

Sur cette figure on remarque que l'évolution de l'énergie extraite du stockage  $Q_U$  est identique à l'évolution de la température de stockage c'est-à-dire plus  $T_s$  est grande plus on a d'énergie disponible au niveau du stockage et on peut se permettre d'extraire le maximum possible. Donc le compresseur de la PAC consomme moins de travail.

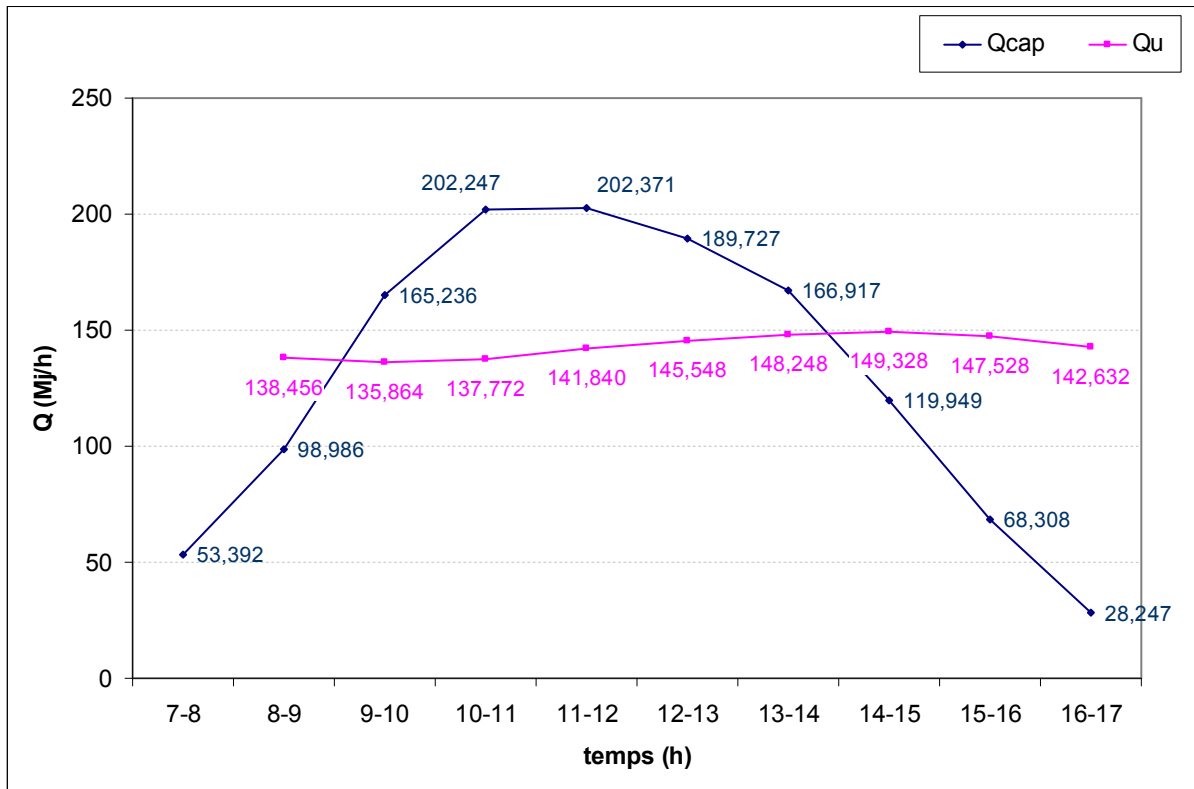


Figure 4.19 : Variation de  $Q_{cap}$  et  $Q_U$  en fonction du temps

La figure 4.19 montre la variation l'énergie captée  $Q_{cap}$  et de l'énergie utile  $Q_U$  en fonction du temps.

Sur cette figure on constate que l'énergie extraite du stockage  $Q_U$  est relativement constante alors que  $Q_{cap}$  est variable.

Au début (7-8h) puisque le système est à l'arrêt donc pas de chaleur extraite du stockage ( $Q_{cap} > Q_U = 0$ ), de (8-9h) l'apport de chaleur  $Q_{cap}$  est inférieur à la quantité de chaleur extraite  $Q_U$  ( $Q_{cap} < Q_U$ ).

A partir de 9 heure jusqu'à (13-14h) durant cette intervalle de temps la quantité de chaleur captée est supérieure à la quantité de chaleur extraite du stockage ( $Q_{cap} > Q_U$ ).

De (13-14h) jusqu'à 17 heure  $Q_{cap}$  décroît et on a ( $Q_{cap} < Q_U$ ).

Le surplus de chaleur captée durant la période ou  $Q_{cap} > Q_U$  permet de compenser le déficit durant la période ou  $Q_{cap} < Q_U$  au démarrage du système et après 14 heure ce excédent permet aussi de compenser les pertes de chaleur en période d'arrêt du système.

Cette compensation est nettement plus visible sur l'histogramme suivant

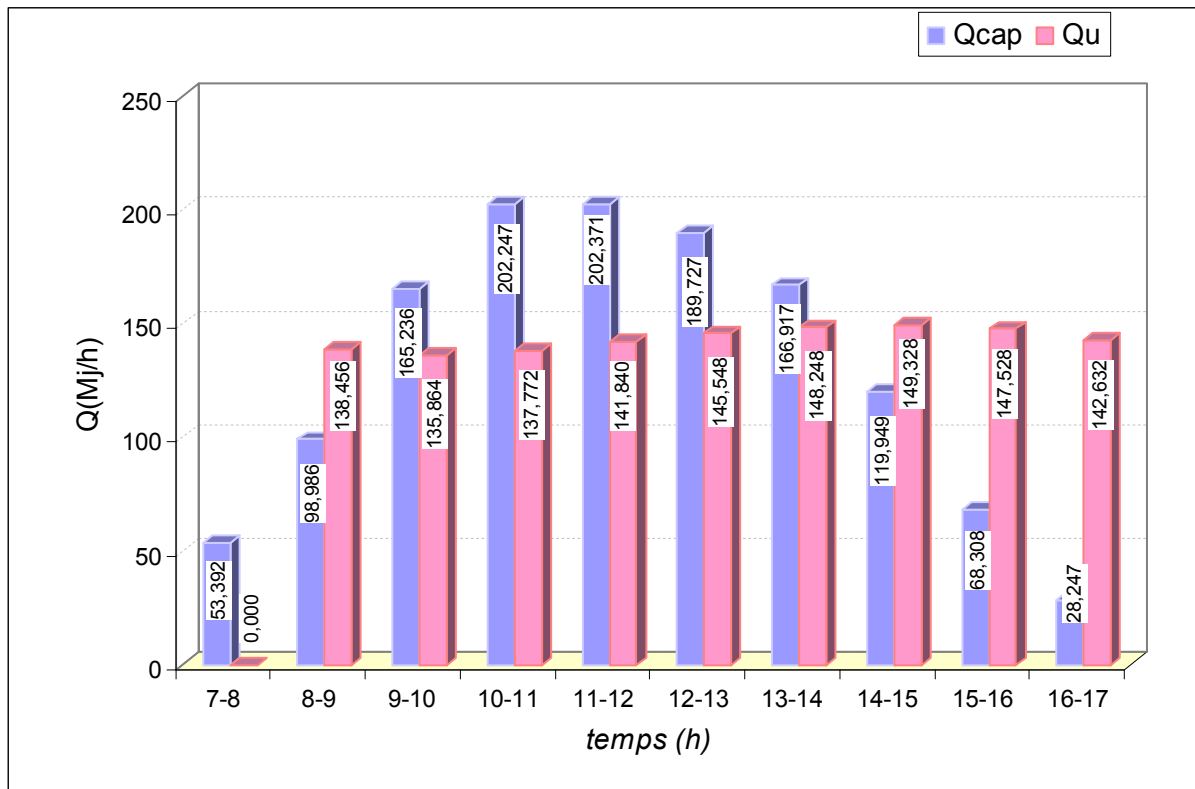


Figure 4.20 : Comparaison des quantité des chaleur  $Q_U$  et  $Q$  captée

La figure 4.20 représente la quantité de chaleur captée  $Q_{cap}$  comparée à la quantité de chaleur extraite  $Q_U$ .

De deux figure 4.19 et figure 4.20 on remarque l'important rôle que joue le réservoir de stockage thermique dans la modulation et la régulation du décalage entre l'énergie captée et l'énergie utile nécessaire pour alimentée la charge thermique.

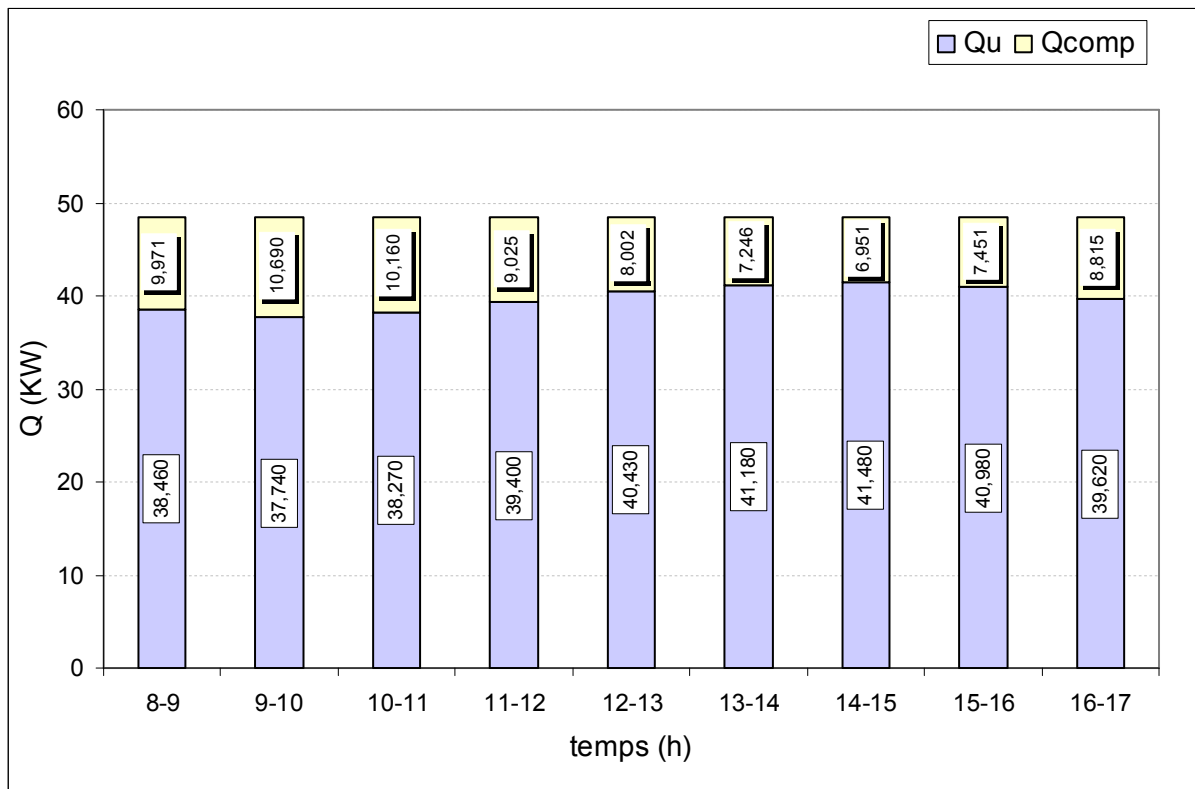


Figure 4.21 : Comparaison des quantité des chaleur  $Q_U$  et  $Q$  compresseur

La figure 4.21 représente la quantité de chaleur extraite  $Q_U$  comparée à la consommation du compresseur de la pompe chaleur en (KW).

On remarque que la quantité de chaleur extraite est supérieure à l'énergie consommée par la PAC de l'ordre de 4 fois supérieur.

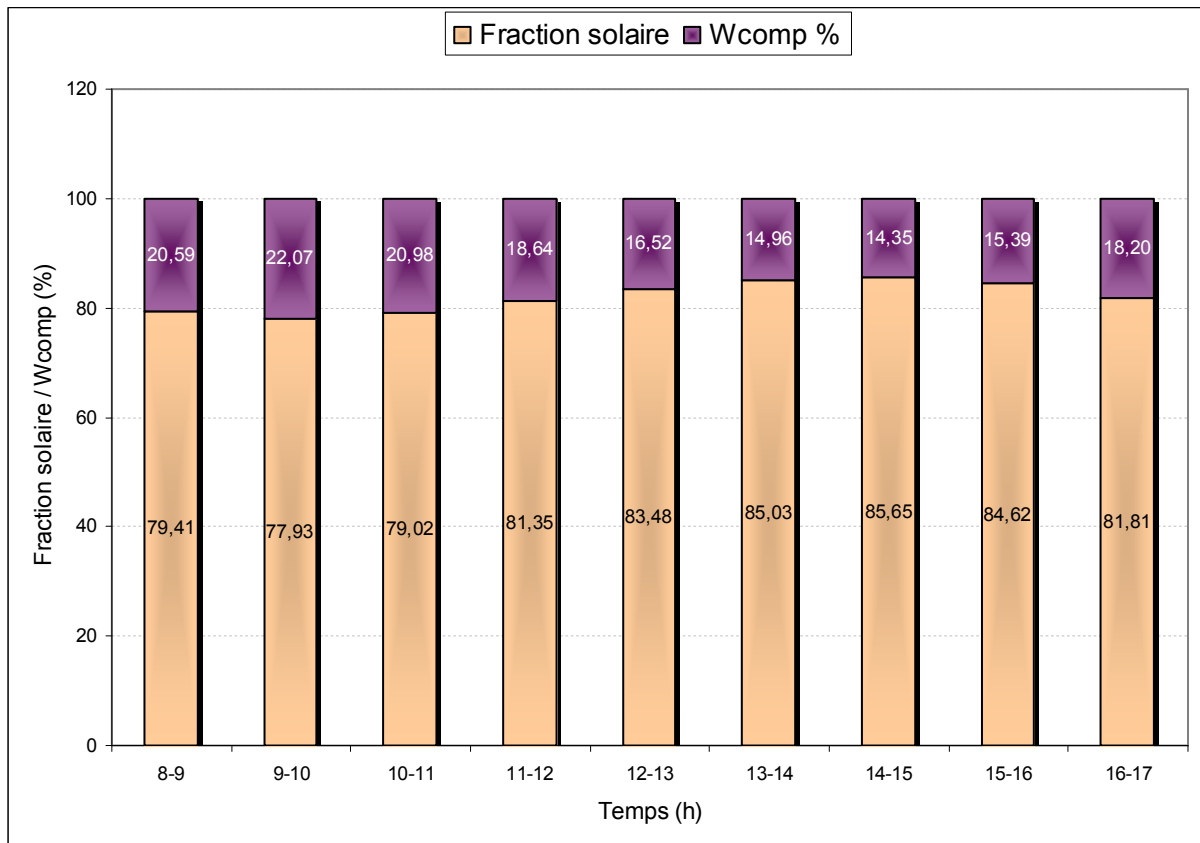


Figure 4.22 : Comparaison fraction solaire avec W compresseur

La figure 4.22 représente la fraction solaire comparée à la consommation du compresseur de la pompe chaleur en (%).

On remarque que la contribution du système solaire est largement supérieure à la contribution de la PAC.

## 4-2 SYSTEME DE CHAUFFAGE SOLAIRE CLASSIQUE

A titre de comparaison une étude de simulation d'un système solaire ayant les mêmes caractéristiques en ce qui concerne la surface de captage et le volume de stockage à été entreprise pour mieux apprécier la contribution du couplage capteur solaire pompe à chaleur au système solaire classique utilisant les capteurs solaire et un apport auxiliaire d'énergie pour compenser le déficit. Le schéma d'un tel système et représenté sur la figure 4.23

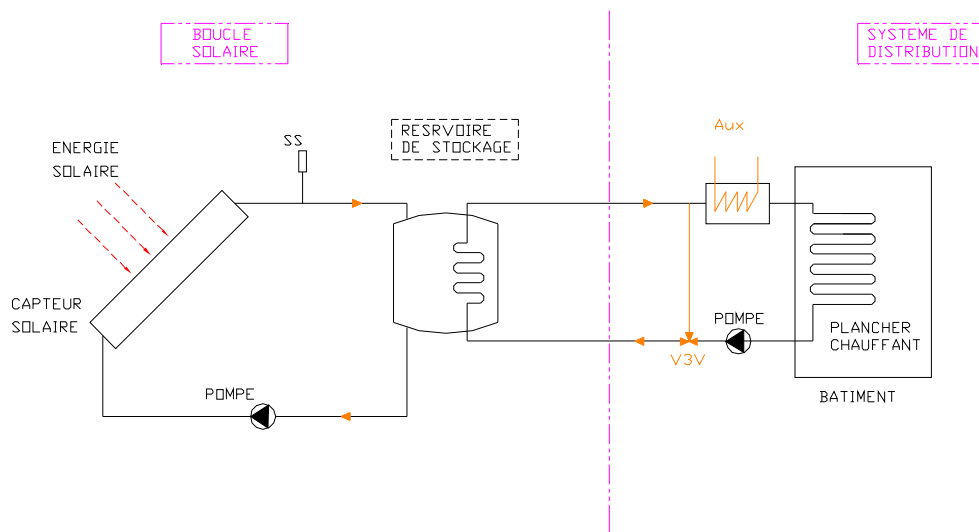


Figure 4.23: Schéma du système de chauffage solaire classique

### 4.2.1 Principe de fonctionnement

#### 4.2.1.1 Système solaire :

La boucle solaire est constituée par un système de captage (capteurs solaires) et d'un réservoir de stockage relié entre eux par des tuyauteries, le fluide caloporteur est mit en circulation entre le captage et le stockage par une pompe.

Les capteurs solaires captent l'énergie solaire et la transforment en énergie thermique qui est transmis au fluide caloporteur (eau glycol), cette énergie thermique est stockée sous forme de chaleur sensible dans un réservoir jusqu'à ce qu'elle puisse être utilisée.

#### 4.2.1.2 Réservoir de stockage :

Quand c'est nécessaire la chaleur est pompée du réservoir de stockage pour alimenter en énergie thermique le bâtiment à chauffer par le biais d'un échangeur de chaleur se trouvant dans le réservoir.

Le fluide caloporteur qui transporte la chaleur du système solaire est un antigel (eau glycol) et le système de distribution de chaleur utilise l'eau comme fluide caloporteur.

#### 4.2.1.3 Système de distribution :

Ce système assure la distribution de la chaleur vers le bâtiment (espace à chauffer) grâce à un système de distribution à boucle d'eau (chauffage hydraulique) par dalle chauffante.

#### 4.2.1.4 Modélisation et simulation du système solaire

Le système étant modeler et simuler de la même façon que le système précédent avec la seule différence : [13]

$$Q_{\max} = (\dot{m}C_P)(T_S - T_{Xi}) \quad (4.1)$$

$Q_{\max}$  : est la quantité de chaleur maximale pouvant être transférée à la charge

$T_S$  : Température de stockage.

$T_{Xi}$  : Température de retour chauffage.

$$Q_U = \min(Q_{\max}, Q_L) \quad (4.2)$$

$Q_U$  : est la quantité de chaleur réellement extraite du stockage. [13]

$Q_L$  : est la quantité de chaleur nécessaire pour le chauffage.

$$Q_{aux} = (Q_L - Q_U) \quad (4.3)$$

$Q_{aux}$  : est la quantité de chaleur apporter par le réchauffeur auxiliaire. [13]

Le résultat de la simulation est présenté dans le tableau suivant :

## 4.2.1.5 Résultats

Tableau 4.4 : Résultat de simulation (160m<sup>2</sup> & 3,5m<sup>3</sup>)  
(Système classique de chauffage solaire)

Résultats de simulation du mois de Février (pour le jour moyen du mois n = 47)										
Temps (h)	I <sub>T</sub> Mj / m <sup>2</sup> h	T <sub>sf</sub> (°C)	Q <sub>cap</sub> Mj / h	Q <sub>pert</sub> Mj / h	Q <sub>max</sub> Mj / h	Q <sub>CH</sub> Mj / h	Q <sub>util</sub> Mj / h	Q <sub>aux</sub> Mj / h	F <sub>solaire</sub> %	ε <sub>capteur</sub> %
début		22,6								
6-7	0,00	22,6	0,000	0,64						
7-8	0,47	22,7	2,903	0,64						
8-9	0,97	27,1	59,229	0,65	0,00	174,35	0,00	174,35	0,00	38,16
9-10	1,48	34,8	104,870	0,81	64,36	174,35	0,00	174,35	0,00	44,29
10-11	1,86	31,1	126,197	1,08	304,79	174,35	174,35	0,00	100,00	42,40
11-12	1,98	29,3	150,162	0,95	191,04	174,35	174,35	0,00	100,00	47,40
12-13	1,98	30,9	155,438	0,88	132,96	174,35	132,96	41,39	76,26	49,07
13-14	1,86	28,1	137,274	0,94	182,85	174,35	174,35	0,00	100,00	46,13
14-15	1,48	28,5	102,085	0,84	95,02	174,35	95,02	79,33	54,50	43,11
15-16	0,97	23,5	42,842	0,86	109,41	174,35	109,41	64,94	62,75	27,60
16-17	0,47	23,5	0,192	0,68	0,00	174,35	0,00	174,35	0,00	0,26
Total	13,52		881,19			1569,13	860,43	708,70		

A <sub>c</sub> =	160,00	m <sup>2</sup>	m <sub>CH</sub> =	8086,48	Kg/h
F <sub>R</sub> η =	0,71		T <sub>env</sub> =	4,70	°C
F <sub>R</sub> U <sub>L</sub> =	4,91	W/m <sup>2</sup> C	T <sub>eau</sub> =	4,70	°C
M =	<b>3,5</b>	<b>m<sup>3</sup></b>	C <sub>p</sub> glycol =	3,85	Kj/Kg°C
(MCp) <sub>s</sub> =	13,48	Mj/ K	ε <sub>capteur</sub>	40,74	%
(UA) <sub>s</sub> =	10,00	W/ C	F <sub>solaire</sub>	<b>54,83</b>	%



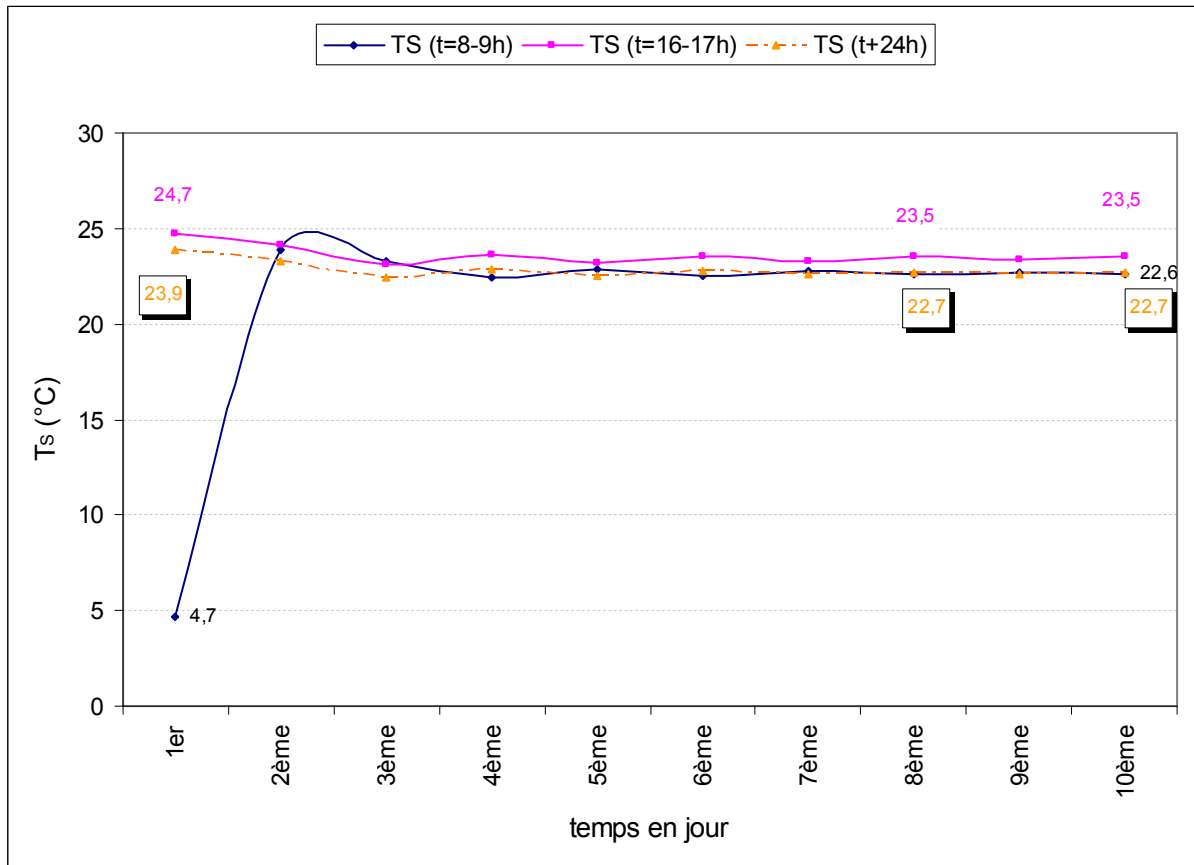


Figure 4.24 : Evolution de la température de stockage au cours du temps

La figure 4.24 représente l'évolution de la température de stockage au cours du temps. Sur ce graphique, on apprécie la fluctuation des différentes températures de stockage au cours des temps  $t = 0$ ,  $t = 17h$  et  $t = t+24h$  pendant plusieurs jours jusqu'à la stabilisation du système. Il y a lieu de remarquer que le comportement du système solaire seul est différent du système couplant PAC capteurs solaires.

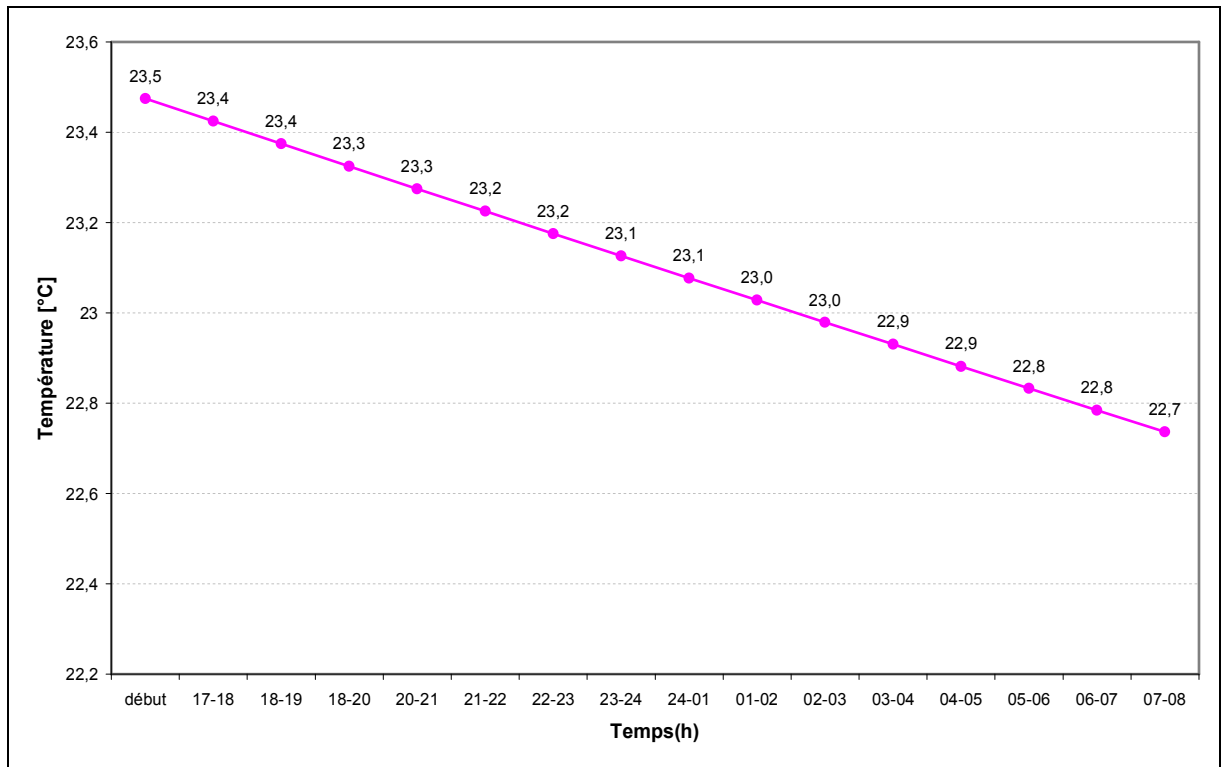


Figure 4.25: Evolution de la température de stockage pendant l'arrêt du système

Le graphe de la figure 4.25 représente l'évolution de la température de stockage durant la période d'arrêt du système de 17 heure l'après midi jusqu'à 8 heure du lendemain.

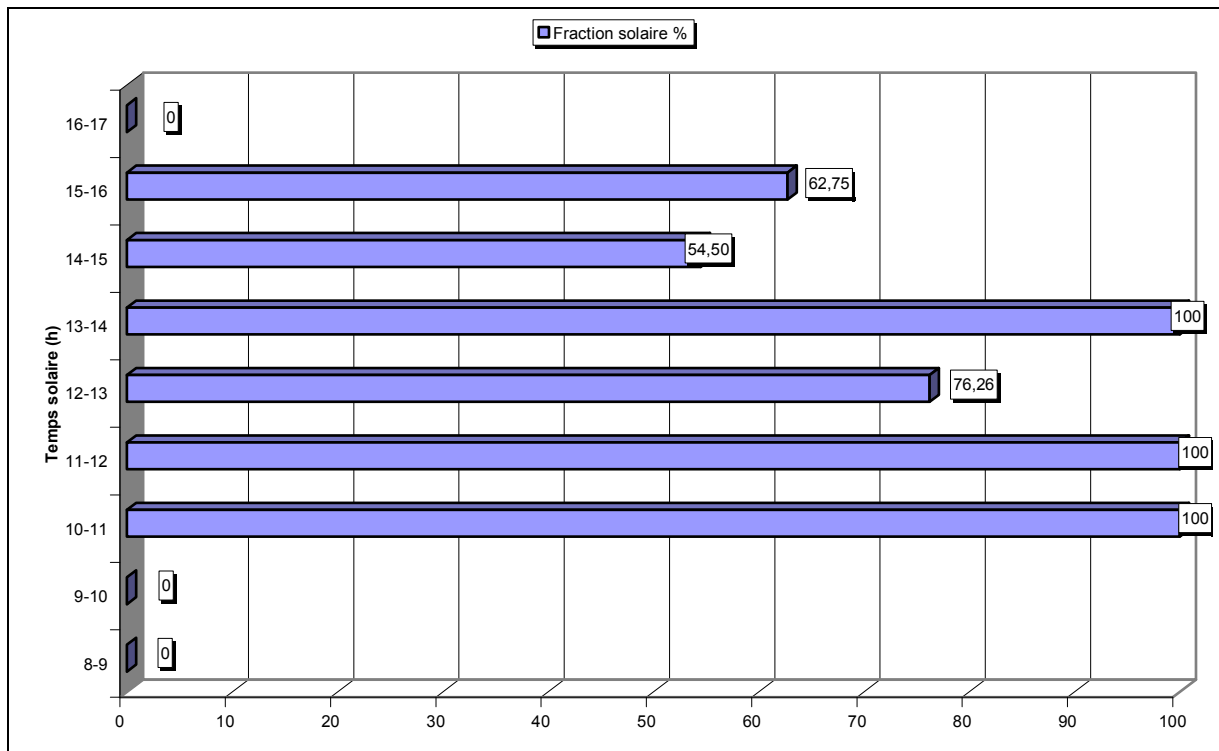


Figure 4.26: Fraction solaire

Dans l'histogramme de la figure 4.26 on peut évaluer la contribution du système solaire au cours de la journée.

#### Efficacité journalière des capteurs solaire (système solaire)

$$\varepsilon_J = \frac{\sum Q_C}{\sum I_T \cdot A_C}$$

$\sum Q_C = 881,19$  MJ et  $\sum I_T = 13,52$  MJ/ m<sup>2</sup> et avec  $\sum A_C = 160$  m<sup>2</sup> on a :

$$\varepsilon_J = \frac{881,19}{13,52 \times 160} = 0,4074 \text{ Soit } \underline{\underline{40,74\%}}$$

#### Fraction solaire journalière (système solaire)

$$F_J = \frac{\sum Q_U}{\sum Q_L}$$

$\sum Q_U = 860,43$  MJ et  $\sum Q_L = 1569,13$  MJ on a :

$$F_J = \frac{860,43}{1569,13} = 0,5483 \text{ Soit } \underline{\underline{54,83 \%}}$$

#### **Efficacité journalière des capteurs solaire (PAC- solaire)**

$$\varepsilon_J = \frac{\sum Q_C}{\sum I_T \cdot A_C}$$

$\sum Q_C = 1295,38$  MJ et  $\sum I_T = 13,52$  MJ/ m<sup>2</sup> et avec  $\sum A_C = 160$  m<sup>2</sup> on a :

$$\varepsilon_J = \frac{1295,38}{13,52 \times 160} = 0,5988 \text{ Soit } \underline{\underline{59,88\%}}$$

#### **Fraction solaire journalière (PAC- solaire)**

$$F_J = \frac{\sum Q_U}{\sum Q_L}$$

$\sum Q_U = 1287,22$  MJ et  $\sum Q_L = 1569,13$  MJ on a :

$$F_J = \frac{1287,22}{1569,13} = 0,8203 \text{ Soit } \underline{\underline{82,03 \%}}$$

Remarque :

On peut apprécier que les performances (efficacité des capteurs et fraction solaire) du système de chauffage couplant Pompe à chaleur et capteurs solaire sont nettement plus supérieures que celle du système de chauffage solaire avec capteurs uniquement.

***CONCLUSIONS***  
***ET RECOMMANDATIONS***

## CONCLUSION

Le but de ce travail est l'étude, la simulation, et l'analyse des installations d'énergie solaire combinées avec une pompe à chaleur, le système proposé doit assurer le chauffage d'un bâtiment sans le recours à une source d'énergie auxiliaire en complément de chauffage autrement dit un système 100% solaire.

Nous avons mis œuvre un modèle numérique permettant de simuler le comportement du fonctionnement du système qui a été utilisé pour étudier l'influence des différents paramètres de fonctionnement, pour la région de Constantine.

Pour le calcul nous avons choisie le mois de Février, qui est considéré comme le mois le plus froid d'après les données météorologiques.

Dans cette étude nous avons pris en considération les principaux paramètres à savoir:

- Pour les Capteur solaire

Le Coefficient global de perte de chaleur, le Facteur caractérisant les pertes thermiques, l'efficacité optique.

- Pour la Pompe à chaleur

La Surchauffe et le Sous refroidissement ainsi que l'efficacité isentropique du compresseur

- Pour l'échangeur de chaleur

L'efficacité de l'échangeur de chaleur

Nous avons calculé l'Intensité du rayonnement solaire horaire dans le plan du capteur sur la base des données météorologique NASA Surface meteorology and Solar Energy et avec différentes corrélations estimant le rayonnement direct et diffus.

Pour mieux apprécier, juger et estimer les résultats et performances du système couplant capteur solaire et pompe à chaleur et à titre de comparaison nous avons exécuté l'étude d'un système de chauffage solaire classique avec sous systèmes de captage, stockage et distribution et ayant les mêmes caractéristiques en ce qui concerne la surface de captage et le volume de stockage mais avec appoint d'énergie auxiliaire pour compenser le manque d'énergie.

En tenant compte des résultats de cette étude on peut tirer les conclusion suivante :

- La chaleur captée n'est pas proportionnelle à l'augmentation de la surface des capteurs solaire.
- Pour une charge donnée il y a une surface de capteurs minimale requise a cette surface correspond un volume de stockage optimal.

- Pour un volume de stockage spécifique la température augmente avec l'augmentation de la surface des capteurs.
- Le COP augmente avec l'augmentation de la température de stockage.

Mais plus la température de stockage augmente on capte moins de chaleur donc l'efficacité des capteurs diminue.

- L'augmentation de la température de stockage favorise l'amélioration des performances (COP) de la pompe à chaleur mais engendre la diminution de l'efficacité des capteurs solaire donc il y a une concordance à respecter entre Surface de captage et volume de stockage.
- le réservoir de stockage thermique est un composant d'une importance majeure pour les systèmes de chauffage solaire, qui peut moduler l'écart de l'évolution entre les radiations solaires (apports solaires) et la charge (demande) de chauffage.
- du fait des basses températures de stockage de grandes efficacité des captures solaires et de fraction solaire ont été obtenues et les valeurs journalières pour ce système sont respectivement de 59.88% et 82.03%.
- L'utilisation de systèmes de chauffage à basse température tel que plancher et plafond chauffant dans les systèmes de chauffage combinant PAC et préconiser. Ils peuvent fortement améliorer les performances thermiques de la PAC et de l'ensemble du système.
- Les performances c'est-à-dire l'efficacité de captage et fraction solaire du système couplant capteurs solaire et pompe à chaleur sont meilleurs qu'un système de chauffage classique ayant les même caractéristiques (surface de captage et volume de stockage).
- L'introduction de pompes à chaleur dans les systèmes de chauffage solaire augmente la fraction solaire et améliore l'efficacité de captage.
- Les PAC assistées par énergie solaire peuvent participées à la conservation des énergies conventionnelles et peuvent être compétitive avec les systèmes traditionnels de chauffage.

## **RECOMMANDATIONS**

Cependant et comme les résultats obtenus sont issus d'une étude théorique avec des données météorologiques moyenne mensuelle de la NASA Surface meteorology and Solar Energy il est préférable de réétudier le système avec les données spécifique réelle de Constantine sur une période assez longue afin de confirmer et valider les résultats obtenus.

Nous pensons que des études peuvent être étendues sur le système sur les bases suivantes :

- Etude de l'influence des paramètres opératoires de fonctionnement a savoir : températures d'évaporation et de condensation sur les performances du système.
- Autre configurations de système couplant capteurs solaire et pompes à chaleur.
- Système couplant capteurs solaire et pompes à chaleur pouvant être utilisé pour le chauffage en hiver et refroidissement en été.
- Combinaison de capteurs à vide par exemple avec d'autre procédés de stockage tel que le sol par exemple, éventuellement un stockage saisonnier en parallèle avec un stockage diurnale ou la chaleur sera stockée pendant les périodes chaudes en été et à l'automne en vue d'utilisation durant la période hivernale.



***ANNEXE***

## ANNEXE

### CALCUL DES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT

#### CARACTERISTIQUE DE LA CHARGE

Les déperditions du bâtiment sont estimées à 40KW

Le débit du circuit de chauffage est :

$$Q_{chauff} = (\dot{m}C_p)_{ch}(T_{dch} - T_{rch})$$

$$\dot{m}_{ch} = \frac{Q_{chauff}}{C_p(T_{dch} - T_{rch})} \text{ Avec } C_{peau} = 4,190 \text{Kj} / \text{Kg}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{ch} = \frac{40000}{4190(45 - 40)} = 1,91 \text{Kg} / \text{s} \text{ Soit } \dot{m}_{ch} = 6876 \text{Kg} / \text{h}$$

#### CARACTERISTIQUES DE POMPE A CHALEUR :

D'après les données météorologique la température extérieure moyenne du mois de Février pour la ville de Constantine est : 4,7°C on estime que la température de début de stockage est égale a celle de l'air pour la même période soit: 4.7°C

Avec les paramètres de fonctionnements fixés ci avant on a :

$$T_{ev} = 0^\circ\text{C}$$

$$T_{CD} = 50^\circ\text{C}$$

La Surchauffe est : 7°C

Le Sous refroidissement est: 5°C

Efficacité isentropique du compresseur : 0,8

Et comme donnée  $Q_{CD}$  : Energie cédée au niveau du condenseur 40 [KW], avec l'utilisation du logiciel Cool Pack on trouve un débit  $\dot{m}_{ff} = 0,2214 \text{Kg} / \text{s}$  et l'énergie absorbée coté évaporateur  $Q_{ev} = 31,04$  [KW]. [36]

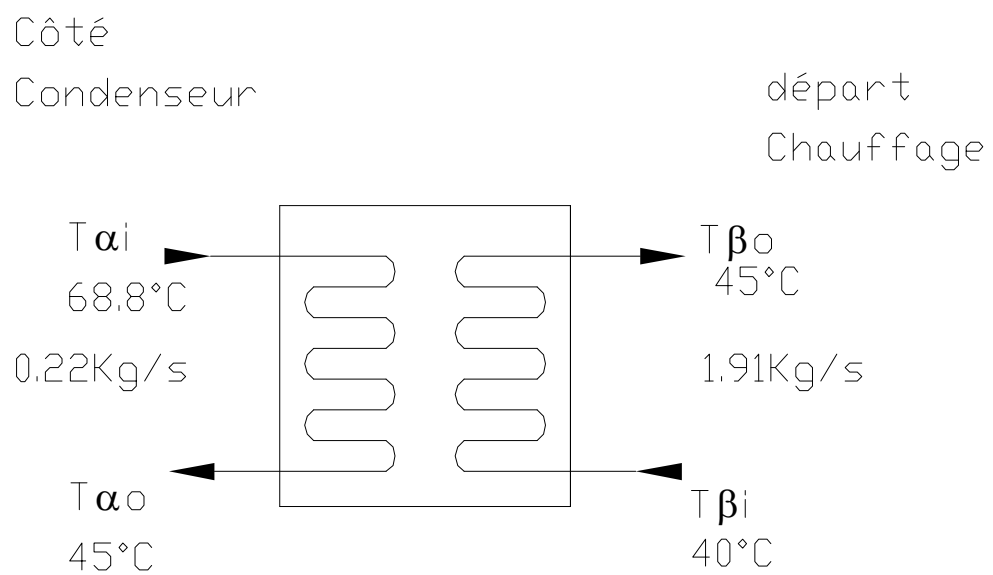
Il y a lieu de tenir compte de l'efficacité de l'échangeur de chaleur pour évaluer l'énergie nécessaire à livrer coté condenseur.

## CALCUL DE L'EFFICACITE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

$$E = \frac{(\dot{m}C_p)_\alpha (T_{\alpha i} - T_{\alpha o})}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{\alpha i} - T_{\beta i})}$$

$$(\dot{m}C_p)_\alpha = (\dot{m}C_p)_{ff}$$

$$\text{Et } (\dot{m}C_p)_{\min} = (\dot{m}C_p)_{ff}$$



$$E = \frac{(\dot{m}C_p)_{ff} (68,8 - 45)}{(\dot{m}C_p)_{ff} (68,8 - 40)} = 0,826$$

Finalement la chaleur nécessaire à fournir côté condenseur est :

$$Q_{CD} = \frac{40}{0,826} = 48,43\text{KW}$$

Avec les même paramètres de fonctionnement de la pompe à chaleur fixés auparavant, la quantité de chaleur nécessaire à absorbée au niveau de l'évaporateur est :  $37,6\text{ KW}$

---

## CARACTERISTIQUE DU SYSTEME DE CAPTAGE

### CALCUL DU RAYONNEMENT HORAIRE

Le calcul est effectué pour le jour moyen du mois de Février qui est le 16<sup>ème</sup> jour correspondant au numéro du jour n=47 (Klein 1977). [32]

Données : pour la ville de Constantine

$$\bar{H} = 2,87 \text{ KWh/m}^2/\text{jour} [37]$$

(Moyenne mensuelle du rayonnement globale sur une surface Horizontale)

$$\bar{K} = 0,45 \text{ (indice de clarté moyen mensuel du mois de février)}$$

On a :

$$L = 36,17 \text{ N}, 6.37 \text{ E}, \text{ Altitude } 687\text{m}, \text{ Albédo } :0.2 [38]$$

$$\delta = -12,95 \text{ déclinaison}$$

$$\omega_s = 80,36 \text{ Angle horaire du soleil à son coucher sur une surface horizontale}$$

$$\beta_{opt} = L + (10 \text{ à } 15^\circ) = 36,17 + (10 \text{ à } 15^\circ) = 50^\circ$$

Les résultats de calcul sont résumés dans le tableau suivant :

HEURE	$\omega$	$r$	$\bar{I} = r\bar{H}$	$r_d$	$\bar{H}_d$	$\bar{I}_d = r_d\bar{H}_d$	$r_{b,t}$	$\bar{I}_T$
6-7	-82,5	0,00	0,00	0,00	4,55	0,00	0,00	<u>0,00</u>
7-8	-67,5	0,03	0,310	0,04	4,55	0,182	2,41	<u>0,47</u>
8-9	-52,5	0,07	0,723	0,08	4,55	0,364	1,80	<u>0,97</u>
9-10	-37,5	0,11	1,137	0,11	4,55	0,501	1,61	<u>1,48</u>
10-11	-22,5	0,14	1,446	0,13	4,55	0,592	1,55	<u>1,86</u>
11-12	-7,5	0,15	1,550	0,14	4,55	0,637	1,53	<u>1,98</u>
12-13	7,5	0,15	1,550	0,14	4,55	0,637	1,53	<u>1,98</u>
13-14	22,5	0,14	1,446	0,13	4,55	0,592	1,55	<u>1,86</u>
14-15	37,5	0,11	1,137	0,11	4,55	0,501	1,61	<u>1,48</u>
15-16	52,5	0,07	0,723	0,08	4,55	0,364	1,80	<u>0,97</u>
16-17	67,5	0,03	0,310	0,04	4,55	0,182	2,41	<u>0,47</u>
17-18	82,5	0,00	0,00	0,00	4,55	0,00	0,00	<u>0,00</u>

Tableau A.1 : Résultat de calcul du rayonnement horaire

 $\bar{I}_T$  En (MJ/m<sup>2</sup> h)

## ESTIMATION DE LA SURFACE DES CAPTEURS

Le calcul de la surface proposée de captage est basé sur la méthode du potentiel d'utilisation (utilisability method RETScreen International)

Données :

$$\bar{H} = 2,87 \text{ KWh/m}^2/\text{jour}$$

(Moyenne mensuelle du rayonnement globale sur une surface Horizontale)

$$\bar{K} = 0,45 \text{ (indice de clarté moyen mensuel du mois de février)}$$

On a :

$$\delta = -12,95 \text{ déclinaison}$$

$$\omega_s = 80,36 \text{ Angle horaire du soleil à son coucher sur une surface horizontale}$$

$$\omega_{ss} = 80,36 \text{ Angle horaire du soleil à son coucher sur une surface inclinée } \omega_s = \omega_{ss}$$

$$a = -0,41 \quad b = -1,09 \text{ et } c = 0,29$$

$$R = 1,31$$

$$r_{t,n} = 0,16$$

$$R_n = 1,221$$

Pour  $T_i = 7 \text{ }^\circ\text{C}$  température du début d'exploitation du système et Température ambiante

$$T_a = 4,7 \text{ }^\circ\text{C} \text{ on a :}$$

$$I_C = 15,995 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} = 0,058 \text{ MJ/m}^2$$

$$\bar{H} = 2,87 \text{ KWh/m}^2 = 10,332 \text{ MJ/m}^2$$

$$\bar{X}_C = 0,028$$

$$\bar{\Phi} = 0,96$$

$$\bar{H}_T = 13,52 \text{ MJ/m}^2 \text{ ( } \bar{H}_T = \sum I_T \text{ )}$$

$Q_C = 37,6 \text{ KW}$  Avec un temps de fonctionnement du système est 9 heures

$$A_C = \frac{37,6 \times 3,6 \times 9}{0,706 \times 13,52 \times 0,96} = 132,95 \text{ m}^2 \text{ soit } \boxed{A_C \approx 133 \text{ m}^2}$$

## CALCUL DU DEBIT DU SYSTEME DE CAPTAGE

L'énergie à fournir par le système de captage est estimée à 37,6 KW (sans les pertes)

- Pour  $T_i=7$  °C température du début d'exploitation du système et Température ambiante  $T_a=4,7$  °C on a

Le débit du circuit de captage est :

$$Q_{cap} = (\dot{m}C_p)_c(T_i - T_a)$$

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{cap}}{C_p(T_i - T_a)} \text{ Avec } C_{pglycol} = 3,850 \text{Kj} / \text{Kg}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_c = \frac{37600}{3850(7 - 4,7)} = 4,25 \text{ Kg} / \text{s} \text{ Soit } 15300 \text{Kg/h}$$

## CARACTERISTIQUES PARTICULIERES DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE

Pour les systèmes de chauffage solaire à boucle fermée les valeurs particulières du ratio débit du fluide passant a travers le système de captage à la surface de captage sont :

- Méthode f-chart : 0,015 Kg/s m<sup>2</sup> soit 54 Kg/h m<sup>2</sup>
- C.S.E : 140 s m<sup>2</sup>/Kg soit 0,007 Kg/s m<sup>2</sup> (Chauffage Solaire de l'Eau RETScreen International)
- The Design and Sizing of Active Solar Thermal Systems (Agami Reddy) : 0,008 – 0,016 Kg/s m<sup>2</sup>

Et les valeurs typiques du volume de stockage par rapport à la surface de captage sont :

- Méthode f-chart : 75 Kg/ m<sup>2</sup>
- The Design and Sizing of Active Solar Thermal Systems (Agami Reddy) : 0 – 200 Kg/ m<sup>2</sup>

Pour la surface de captage estimée  $A_c = 133 \text{m}^2$  on a le ratio  $\dot{m}_C / A_C = 4,25 / 133 = 0,032 \text{Kg} / \text{sm}^2$  soit 115,04 Kg/h m<sup>2</sup>.

Prenons comme valeur de début 30Kg/m<sup>2</sup> ce qui donne un volume  $M=30 \times 133=3990 \text{Kg}$  soit 4000Kg

---

## Meteorology Data Lat: 36\_Lon:6

### NASA Surface meteorology and Solar Energy: Global Data

Monthly Averaged Insolation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m<sup>2</sup>/day)

Lat	Lon	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
36	6	2.16	2.87	3.85	4.97	5.90	6.65	6.93	6.30	4.98	3.48	2.39	1.92

### NASA Surface meteorology and Solar Energy: Global Data

Monthly Averaged Insolation Clearness Index (0 to 1.0)

Lat	Lon	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
36	6	0.43	0.45	0.45	0.49	0.52	0.57	0.63	0.61	0.57	0.49	0.45	0.43



## Données Météo\_Constantine

jours	Données	2004		2005	
		Décembre	Janvier	Février	
1	Temp,Moy	15,2	5,9	2,8	
2	Temp,Moy	14,4	7,6	4,8	
3	Temp,Moy	14,3	6,9	3,9	
4	Temp,Moy	12,5	6,5	4,5	
5	Temp,Moy	9,6	5,1	5,6	
6	Temp,Moy	9,9	3,9	5,1	
7	Temp,Moy	8,6	4,9	5,2	
8	Temp,Moy	8,5	5,7	7,9	
9	Temp,Moy	8,6	5,7	5,5	
10	Temp,Moy	9,2	5,1	5,7	
11	Temp,Moy	8,9	5,2	4,2	
12	Temp,Moy	8,2	6,1	5,8	
13	Temp,Moy	8,1	6,1	9,0	
14	Temp,Moy	7,3	6,9	4,0	
15	Temp,Moy	6,9	3,9	0,5	
16	Temp,Moy	8,3	3,5	0,2	
17	Temp,Moy	8,3	3,2	0,9	
18	Temp,Moy	8,1	4,1	1,5	
19	Temp,Moy	9,6	4,2	3,8	
20	Temp,Moy	9,0	6,3	4,3	
21	Temp,Moy	7,4	10,1	6,8	
22	Temp,Moy	5,7	7,9	3,5	
23	Temp,Moy	5,6	6,4	7,0	
24	Temp,Moy	6,3	6,5	8,4	
25	Temp,Moy	2,5	1,1	8,3	
26	Temp,Moy	3,3	-1,2	6,5	
27	Temp,Moy	2,8	-1,6	2,4	
28	Temp,Moy	3,9	0,2	3,8	
29	Temp,Moy	3,1	1,7		
30	Temp,Moy	5,4	1,6		
31	Temp,Moy	4,7	1,8		
Temp,Moy		<b>7,9</b>	<b>4,6</b>	<b>4,7</b>	

Refrigerant: R134a, CH<sub>2</sub>FCF<sub>3</sub>, 1,1,1,2-tetrafluoroethane

Reference: D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.

T °C	P Bar	VI dm <sup>3</sup> /kg	Vg m <sup>3</sup> /kg	HI kJ/kg	Hg kJ/kg	R kJ/kg	SI kJ/(kgK)	Sg kJ/(kgK)
-5	2,434	0,7625	0,0823	193,42	394,28	200,86	0,9758	1,7249
-4	2,527	0,7644	0,07938	194,73	394,87	200,14	0,9807	1,7243
-3	2,623	0,7663	0,07659	196,04	395,46	199,42	0,9855	1,7237
-2	2,722	0,7682	0,07391	197,36	396,04	198,68	0,9903	1,7231
-1	2,824	0,7701	0,07135	198,68	396,62	197,95	0,9952	1,7225
0	2,928	0,7721	0,06889	200	397,2	197,2	1	1,722
1	3,036	0,774	0,06653	201,33	397,78	196,45	1,0048	1,7214
2	3,146	0,776	0,06427	202,66	398,36	195,7	1,0096	1,7209
3	3,26	0,7781	0,0621	203,99	398,93	194,94	1,0144	1,7204
4	3,376	0,7801	0,06001	205,33	399,5	194,17	1,0192	1,7199
5	3,496	0,7821	0,05801	206,67	400,07	193,4	1,024	1,7194
6	3,619	0,7842	0,05609	208,02	400,64	192,62	1,0288	1,7189
7	3,746	0,7863	0,05425	209,37	401,21	191,84	1,0336	1,7184
8	3,876	0,7884	0,05248	210,72	401,77	191,05	1,0384	1,7179
9	4,009	0,7906	0,05077	212,08	402,33	190,25	1,0432	1,7175
10	4,145	0,7927	0,04913	213,44	402,89	189,45	1,048	1,717
11	4,286	0,7949	0,04756	214,8	403,44	188,64	1,0527	1,7166
12	4,429	0,7971	0,04604	216,17	404	187,83	1,0575	1,7162
13	4,577	0,7994	0,04458	217,54	404,55	187,01	1,0623	1,7158
14	4,728	0,8016	0,04318	218,92	405,1	186,18	1,067	1,7154
15	4,883	0,8039	0,04183	220,3	405,64	185,34	1,0718	1,715
16	5,042	0,8062	0,04052	221,68	406,18	184,5	1,0765	1,7146
17	5,204	0,8085	0,03927	223,07	406,72	183,66	1,0813	1,7142
18	5,371	0,8109	0,03806	224,44	407,26	182,82	1,0859	1,7139
19	5,541	0,8133	0,0369	225,84	407,8	181,96	1,0907	1,7135
20	5,716	0,8157	0,03577	227,23	408,33	181,09	1,0954	1,7132
21	5,895	0,8182	0,03469	228,64	408,86	180,22	1,1001	1,7128
22	6,078	0,8206	0,03365	230,05	409,38	179,34	1,1049	1,7125
23	6,265	0,8231	0,03264	231,46	409,91	178,45	1,1096	1,7122
24	6,457	0,8257	0,03166	232,87	410,42	177,55	1,1143	1,7118
25	6,653	0,8283	0,03072	234,29	410,94	176,65	1,119	1,7115
26	6,853	0,8309	0,02982	235,72	411,45	175,73	1,1237	1,7112
27	7,058	0,8335	0,02894	237,15	411,96	174,81	1,1285	1,7109
28	7,267	0,8362	0,02809	238,58	412,47	173,89	1,1332	1,7106
29	7,482	0,8389	0,02727	240,02	412,97	172,95	1,1379	1,7103
30	7,701	0,8416	0,02648	241,46	413,47	172	1,1426	1,71
31	7,924	0,8444	0,02572	242,91	413,96	171,05	1,1473	1,7097
32	8,153	0,8473	0,02498	244,36	414,45	170,09	1,152	1,7094
33	8,386	0,8501	0,02426	245,82	414,94	169,12	1,1567	1,7091
34	8,625	0,853	0,02357	247,28	415,42	168,14	1,1614	1,7088
35	8,868	0,856	0,0229	248,75	415,9	167,15	1,1661	1,7085
36	9,117	0,859	0,02225	250,22	416,37	166,15	1,1708	1,7082
37	9,371	0,862	0,02162	251,7	416,84	165,14	1,1755	1,7079
38	9,63	0,8651	0,02102	253,18	417,3	164,12	1,1802	1,7077
39	9,894	0,8682	0,02043	254,67	417,76	163,09	1,1849	1,7074
40	10,164	0,8714	0,01986	256,16	418,21	162,05	1,1896	1,7071
41	10,439	0,8747	0,0193	257,66	418,66	161	1,1943	1,7068
42	10,72	0,8779	0,01877	259,16	419,11	159,94	1,199	1,7065

---

43	11,007	0,8813	0,01825	260,67	419,54	158,87	1,2037	1,7062
44	11,299	0,8847	0,01774	262,19	419,98	157,79	1,2084	1,7059
45	11,597	0,8882	0,01726	263,71	420,4	156,69	1,2131	1,7056
46	11,901	0,8917	0,01678	265,24	420,83	155,59	1,2178	1,7053
47	12,211	0,8953	0,01632	266,77	421,24	154,47	1,2225	1,705
48	12,526	0,8989	0,01588	268,32	421,65	153,33	1,2273	1,7047
49	12,848	0,9026	0,01544	269,86	422,05	152,19	1,232	1,7044
50	13,176	0,9064	0,01502	271,42	422,44	151,03	1,2367	1,7041
51	13,51	0,9103	0,01461	272,98	422,83	149,85	1,2414	1,7037
52	13,851	0,9142	0,01421	274,55	423,21	148,66	1,2462	1,7034
53	14,198	0,9182	0,01383	276,13	423,59	147,46	1,2509	1,703
54	14,552	0,9223	0,01345	277,71	423,95	146,24	1,2557	1,7027
55	14,912	0,9265	0,01309	279,3	424,31	145,01	1,2604	1,7023
56	15,278	0,9308	0,01273	280,9	424,66	143,75	1,2652	1,7019
57	15,652	0,9351	0,01239	282,51	424,99	142,49	1,27	1,7015
58	16,032	0,9396	0,01205	284,13	425,32	141,2	1,2747	1,7011
59	16,419	0,9441	0,01172	285,75	425,64	139,89	1,2795	1,7007
60	16,813	0,9488	0,01141	287,39	425,96	138,57	1,2843	1,7003
61	17,215	0,9536	0,0111	289,03	426,26	137,23	1,2892	1,6998
62	17,623	0,9585	0,01079	290,68	426,54	135,86	1,294	1,6994
63	18,039	0,9635	0,0105	292,35	426,82	134,47	1,2988	1,6989
64	18,462	0,9687	0,01021	294,02	427,09	133,07	1,3037	1,6983
65	18,893	0,9739	0,00993	295,71	427,34	131,63	1,3085	1,6978
66	19,331	0,9794	0,00966	297,4	427,58	130,18	1,3134	1,6973
67	19,777	0,985	0,0094	299,11	427,81	128,7	1,3183	1,6967
68	20,231	0,9907	0,00914	300,83	428,02	127,19	1,3232	1,6961
69	20,692	0,9966	0,00888	302,57	428,22	125,65	1,3282	1,6954
70	21,162	1,0027	0,00864	304,31	428,4	124,08	1,3331	1,6947
71	21,64	1,009	0,0084	306,07	428,56	122,49	1,3381	1,694
72	22,126	1,0155	0,00816	307,85	428,71	120,86	1,3431	1,6933
73	22,62	1,0222	0,00793	309,64	428,84	119,19	1,3482	1,6925
74	23,123	1,0291	0,0077	311,45	428,94	117,49	1,3532	1,6917
75	23,634	1,0363	0,00748	313,27	429,03	115,76	1,3583	1,6908
76	24,154	1,0437	0,00727	315,11	429,09	113,98	1,3635	1,6899
77	24,683	1,0514	0,00706	316,97	429,13	112,16	1,3686	1,6889
78	25,221	1,0595	0,00685	318,86	429,15	110,29	1,3738	1,6879
79	25,768	1,0679	0,00665	320,77	429,13	108,36	1,3791	1,6868
80	26,324	1,0766	0,00645	322,69	429,09	106,4	1,3844	1,6857
81	26,89	1,0857	0,00625	324,63	429,01	104,38	1,3897	1,6844
82	27,465	1,0953	0,00606	326,6	428,91	102,31	1,3951	1,6831
83	28,05	1,1054	0,00587	328,61	428,75	100,14	1,4005	1,6817
84	28,645	1,1159	0,00569	330,64	428,56	97,92	1,4061	1,6802
85	29,25	1,1271	0,0055	332,71	428,33	95,62	1,4116	1,6786
86	29,866	1,139	0,00532	334,81	428,05	93,24	1,4173	1,6769
87	30,491	1,1515	0,00514	336,95	427,71	90,75	1,4231	1,6751
88	31,128	1,1649	0,00497	339,14	427,31	88,17	1,4289	1,6731
89	31,776	1,1793	0,00479	341,37	426,84	85,46	1,4349	1,6709
90	32,435	1,1948	0,00462	343,66	426,29	82,63	1,441	1,6685
91	33,105	1,2116	0,00444	346,01	425,65	79,64	1,4472	1,6659
92	33,788	1,23	0,00427	348,44	424,91	76,47	1,4537	1,6631
93	34,482	1,2502	0,0041	350,95	424,04	73,09	1,4603	1,6599
94	35,19	1,2728	0,00392	353,56	423,03	69,46	1,4672	1,6564
95	35,91	1,2983	0,00375	356,3	421,83	65,53	1,4744	1,6524
96	36,644	1,3277	0,00356	359,21	420,38	61,17	1,482	1,6477

---

---

97	37,393	1,3624	0,00337	362,33	418,62	56,29	1,4902	1,6422
98	38,158	1,4051	0,00317	365,77	416,41	50,64	1,4992	1,6356
99	38,94	1,461	0,00295	369,72	413,48	43,77	1,5095	1,6271
100	39,742	1,5443	0,00268	374,7	409,1	34,4	1,5225	1,6147

Copyright © 1999 Dep. of Energy Engineering, DTU  
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen 07-09-07

**ESTIMATION DES RADIATIONS SOLAIRES METHODE NON ISOTROPIQUE  
METHODE NON ISOTROPIQUE DE PEREZ / METHODE ETENDU DE PAGE  
RADIATION HORIZONTALE DIFFUSE**

La méthode diffus non isotropique de Pérez et Al est utilisée avec les données d'insolation moyenne sur 10 ans SSE et la méthode étendu de Page diffuse horizontale comme entrées, les équations de Collares-Pereira et Rabl (3.7) et Liu et Jordan diffuse (3.10) sont utilisées pour obtenir les valeurs horaires pour le jour moyen mensuel.

L'équation inclinée de Pérez, les facteurs F sont appliqués au jour moyen mensuel paramètres en une équation similaire à l'équation (3.21). Les composantes des radiations direct, et réfléchié par le ciel sont identiques, cependant la composante diffuse du ciel est basée sur une diffusion non isotropique de Pérez et Al, la nouvelle équation pour une surface inclinée est :

$$H_{th} = (H_h - H_{dh})R_{bh} + H_{dh} \left[ ((1 - F_{1h}) \left( \frac{1 + \cos \beta_h}{2} \right) + F_{1h} \left( \frac{a_h}{b_h} \right) + F_{2h} \sin \beta_h \right] + H_h \rho_s \left( \frac{1 - \cos \beta_h}{2} \right) \quad (\text{A.1})$$

$H_{th}$  : Rayonnement solaire global moyen mensuelle quotidien dans le plan du capteur

$H_h$  : Rayonnement solaire global moyen mensuelle quotidien sur le plan horizontal (SSE)

$H_{dh}$  : Rayonnement solaire diffus moyen mensuelle quotidien sur le plan horizontal

[voir équations (3.7) et (3.10)]

$R_{b,T}$  : est le ratio des radiations quotidienne directes sur une surface inclinée aux radiations directe sur une surface horizontal.

$$R_{b,T} = \frac{\cos \theta_h}{\cos \theta_{zh}} \quad (\text{A.2})$$

$\theta$  et  $\theta_z$  sont respectivement les angles d'incidence sur surface inclinée et plan horizontal

$$\cos \theta_h = \cos \theta_{zh} \cos \beta_h + (1 - \cos \theta_{zh})(1 - \cos \beta_h)(\cos(\gamma_{sh} - \gamma_h)) \quad (\text{A.3})$$

$$\cos \theta_{zh} = \cos \delta \cos \omega \cos L + \sin \delta \sin L \quad (\text{A.4})$$

$$\gamma_{sh} = \arcsin[(\sin \omega \cos(\delta)) / \sin \theta_{zh}] \quad (\text{A.5})$$

$\gamma_{sh}$  : Azimut solaire horaire

$\gamma_h$  : Azimut solaire horaire sur surface inclinée.

$\rho_s$  est prise à partir de la moyenne mensuelle globale albédo des données satellite SSE pour les estimations préliminaires.

Ineichen et Al suggèrent que les valeurs locales de l'albédo peuvent être importantes pour les radiations sur surface inclinée, la conception finale pour surface inclinée doit être basé sur l'albédo de la surface locale.

$$a_h = \text{Cos}\theta_z \text{ ou bien } a_h = 0 \text{ la plus grande valeur.} \quad (\text{A.6})$$

$$b_h = \text{Cos}\theta_z \text{ ou bien } b_h = 0.087 \text{ la plus grande valeur.} \quad (\text{A.7})$$

Les coefficients attribués à  $F_{1h}$  et  $F_{2h}$  (respectivement coefficients de circumsolaire et brillance de l'horizon) sont basés sur des mesures expérimentaux de 10 sites US et 3 sites Européens de 30° à 50° de latitude nord, incluant différents région et type de climat.

Les mesures des radiations sont ou sont synthétisés avec les paramètres horaires  $E_{ph}$ ,  $D_{elh}$  et  $\theta_z$  ou :

$$E_{ph} = \left[ \left( (H_{dh} + H) / H_{dh} \right) + (1.041\theta_{zh}^3) \right] / (1 + (1.041\theta_{zh}^3)) \quad (\text{A.8})$$

Facteur de clarté du ciel dans l'intervalle 1 (couvert) à 6.2 (ciel clair)

$$D_{elh} = H_{dh} / (\text{cos}\theta_{zh}) \text{ Brillance du ciel.} \quad (\text{A.9})$$

$\theta_z$  : Angle du zénith solaire (radian)

Avec les valeurs horaires de  $E_{ph}$ ,  $D_{elh}$  et  $\theta_z$  les valeurs des coefficients  $F_{11}$  jusqu'à  $F_{23}$  sont déterminés de la table suivante :

Table 2. F11 through F23 irradiance coefficients from Perez et al. (ref. [25]).

Ep Range	F11	F12	F13	F21	F22	F23
1.000 - 1.065	-0.008	0.588	-0.062	-0.060	0.072	-0.022
1.065 - 1.230	0.130	0.683	-0.151	-0.019	0.066	-0.029
1.230 - 1.500	0.330	0.487	-0.221	0.055	-0.064	-0.026
1.500 - 1.950	0.568	0.187	-0.295	0.109	-0.152	-0.014
1.950 - 2.800	0.873	-0.392	-0.362	0.226	-0.462	0.001
2.800 - 4.500	1.132	-1.237	-0.412	0.288	-0.823	0.056
4.500 - 6.200	1.060	-1.600	-0.359	0.264	-1.127	0.131
6.200 →	0.678	-0.327	-0.250	0.156	-1.377	0.251

Les valeurs de  $F_{1h}$  et  $F_{2h}$  sont calculés des équations suivantes :

$$F_{1h} = F_{11} + (F_{12} * D_{elh}) + (F_{13} * \theta_{zh}) \quad (\text{A.10})$$

$$F_{2h} = F_{21} + (F_{22} * D_{elh}) + (F_{23} * \theta_{zh}) \quad (\text{A.11})$$

La radiation moyenne mensuelle sur surface inclinée  $H_t$  est estimée par sommation des  $H_{th}$

A travers le jour moyen mensuel.

---

## Références bibliographiques

- 1) Michel Dagunet  
Les séchoirs solaires, théorie et pratique
- 2) Nora Abdeljellil  
Etude d'une pompe à chaleur couplée à un capteur solaire  
Thèse de magister en génie climatique, Constantine 2000
- 3) MEJDOUB AMINE KHODJA  
Etude de l'espace entre l'absorbeur et la vitre et son influence sur le rendement d'un capteur solaire  
Thèse de magister en génie climatique, Constantine 2004
- 4) THE DESIGN AND SIZING OF ACTIVE SOLAR THERMAL SYSTEMS  
T. Agami Reddy  
Clarendon press, Oxford 1987
- 5) SOLAR ENERGY THERMAL PROCESS  
J.A Duffie and W.A Beckman  
Willey john and sons, USA. 1980
- 6) PRINCIPALS OF SOLAR ENGINNEERING  
F.Kreith J.F Kreider  
Mc Graw Hill book Company 1978
- 7) F-CHART  
User's Manuel. S.A. Klein and W.A. Beckman  
[WWW.fchart.com](http://WWW.fchart.com)
- 8) MANUEL ANALYSE DE PROJET DE CHAUFFAGE SOLAIRE DE L'EAU  
RETScreen International  
Centre d'aide à la décision sur les énergies propres  
[WWW.retscreen.net](http://WWW.retscreen.net)
- 9) MANUEL ANALYSE DE PROJET POMPES À CHALEUR GEOTHERMIQUE  
RETScreen International  
Centre d'aide à la décision sur les énergies propres  
[WWW.retscreen.net](http://WWW.retscreen.net)
- 10) MANUEL ANALYSE DE PROJET DE CHAUFFAGE SOLAIRE DE L'AIR  
RETScreen International  
Centre d'aide à la décision sur les énergies propres  
[WWW.retscreen.net](http://WWW.retscreen.net)
- 11) MANUEL ANALYSE DE PROJETS DE CHAUFFAGE SOLAIRE PASSIF  
RETScreen International  
Centre d'aide à la décision sur les énergies propres  
[WWW.retscreen.net](http://WWW.retscreen.net)

- 
- 12) ATLAS SOLAIRE DE L'ALGERIE  
Michel Capderou  
OPU. Alger 1985
- 13) CAPTEURS SOLAIRES  
D.K. Edwards  
SCM. Paris. 1985
- 14) LA POMPE DE CHALEUR  
MODE D'EMPLOI TOME 1 \_ TOME 2  
Jaques Bernier  
Pyc Edition
- 15) Modélisation d'un plancher chauffant cas de la région de HASSI-MESSAOUD  
BOUREFIS HASSINA  
Thèse de magister en génie climatique, Constantine 2001
- 16) CoolPack  
Tutorial- Version 1.46  
Departement of Energy Engineering  
Technical University of Denmark (DTU)  
[WWW.et.dtu.dk/CoolPack](http://WWW.et.dtu.dk/CoolPack)
- 17) RECKNAGEL  
Manuel pratique du génie climatique
- 18) NASA Surface meteorology and Solar Energy: RETScreen Data
- 19) CAPTEUR SOLAIRE  
D.K.Edwards  
Editions SCM Paris 1977
- 20) L'ENERGIE SOLAIRE DANS LE BATIMENT  
Charles chauliaguet  
Editions EYROLTES Paris 1978
- 21) Maison aux energies douces  
BRENDA ET ROBERT VALE  
EDITION DU MONITEUR PARIS 1979
- 22) UTILISATION ET PROMESSE DE L'ENERGIE SOLAIRE
- 23) LE CHAUFFE EAU SOLAIRE  
THIERRY CABIROL, ABERT PELISSOU ET DANIEL ROUX  
Edition Edisud, Aix en Provence 1980
- 24) CHAUFFAGE ET RAFRAICHISSEMENT PAR SYSTEMES  
THERMODYNAMIQUES (pompe à chaleur)  
Par Bernard PLEynet Claude VOTA et Olivier LUSSON  
Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique B 2 157 – 1
-



- 
- 25) Manuel d'utilisation logiciel SimSol V2.0  
SimSol est un outil de prédiction des performances thermiques des installations de production d'eau chaude solaire collective développé par le Centre Scientifique et Technique du bâtiment. CSTB  
[WWW.cstb.fr](http://www.cstb.fr) <http://software.cstb.fr>
- 26) COMBISUN  
CombiSun est un outil de conception qui a été développé dans le cadre de la tâche 26 du programme Solar Heating and Cooling de l'Agence Internationale de l'Energie.  
Il calcule les besoins ainsi que le rayonnement incident sur un capteur solaire, pour une maison et un climat donnés.  
<http://www.iea-shc.org/> (recherchez Task 26, information et downloads).
- 27) BASIC RESEARCH NEEDS FOR SOLAR ENERGY UTILIZATION  
Report on the Basic Energy Sciences Workshop  
On Solar Energy Utilization  
This report is available on the web at  
[http://www.sc.doe.gov/bes/reports/files/SEU\\_rpt.pdf](http://www.sc.doe.gov/bes/reports/files/SEU_rpt.pdf)
- 28) L'ENERGIE SOLAIRE  
Calcul des installations : ECS, chauffage, piscine.  
<http://perso.orange.fr/herve.silve/solaire>
- EUROPEAN LARGE-SCALE SOLAR HEATING NETWORK  
Information Brochure on Large-Scale Solar Heating: ThermieB  
<http://main.hvac.chalmers.se/cshp/ELSSHN.pdf>
- 29) COLLECTION DES CAHIERS A.F.E.D.E.S.  
Association Française Pour l'Etude et le Développement des applications de l'Energie Solaire.  
A.F.E.D.E.S. N° 5 EDITIONS 1978  
Utilisation de l'énergie solaire dans l'habitat, Climatisation à l'énergie solaire  
Par P.LESSIEUR
- 30) COLLECTION DES CAHIERS A.F.E.D.E.S.  
A.F.E.D.E.S. N° 5 EDITIONS 1978  
Groupe frigorifique à compression couplé mécaniquement et thermiquement sur un moteur solaire  
Par J.P.MOREL
- 31) METHODE DE CALCUL DES PROJETS SOLAIRE  
Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France
- 32) CAPTEURS SOLAIRES  
Alternate Energy Technologies  
billy@aetsolar.com  
<http://www.aetsolar.com>
-

---

## *Résumé*

Le but de ce travail est la contribution à l'étude, la simulation de pompes à chaleur assistées par l'énergie solaire.

En première étape nous avons exposé les inconvénients des systèmes de chauffage avec pompe à chaleur et les inconvénients des systèmes de chauffage solaire et nous avons montré l'intérêt du couplage pompe à chaleur- capteurs solaires.

En second lieu nous avons étudié le chauffage d'un bâtiment par un système associant capteurs solaires et pompe à chaleur.

Nous avons simulé le comportement du système de chauffage proposé pour le jour moyen mensuel du mois de Février, nous avons calculés les différentes quantités de chaleur captées par les capteurs solaires, chaleur utiles absorbées par la pompe à chaleur, énergie consommée par le compresseur et nous avons obtenu les paramètres de synthèse, coefficient de performance, fraction solaire, efficacité des capteurs solaires.

A titre de comparaison, nous avons étudié le chauffage du même bâtiment par un système de chauffage solaire ayant les mêmes caractéristiques que le système proposé pour mieux apprécier la contribution de l'association des capteurs solaires et pompe à chaleur.

Mots clés :

Capteur solaire, Pompe à chaleur, Coefficient de performance, Fraction solaire, Efficacité des capteurs.

---

## *Abstract*

The aim of this work is the contribution in study, simulate of heat pumps assisted with solar energy.

On the first step we have exposed the disadvantages of heat systems using heat pumps and the disadvantages of heat systems using solar energy and we have show the advantage to combine heat pump with solar collector.

On the second step we have study a building heat system which associates solar collector and heat pump.

We have simulate the proposed system on monthly mean day of February, we have calculate the heat collected by solar collectors and the useful heat absorbed by the heat pump, energy used by the compressor and we obtain the parameters of synthesis, coefficient of performance, solar fraction and efficiency of collectors.

In order to compare and appreciate the contribution of the association of heat pump and solar collector we have study same building heat system with heat solar system also with the same characteristics of the sys proposed first.

Key words:

Solar collector, heat pump, coefficient of performance, solar fraction, collector efficiency.

---

## ملخص

يتناول موضوع هذا البحث دراسة المضخات الحرارية المعانة بالطاقة الشمسية. في أول الأمر قمنا بتبيين سلبيات تجهيزات التدفئة التي تستعمل المضخات الحرارية و تجهيزات التدفئة التي تستعمل الطاقة الشمسية كما بينا إيجابيات الجمع بين المضخات الحرارية و اللاقط الشمسي.

ثانيا قمنا بدراسة تجهيزا لتدفئة لعمارة يجمع بين مضخة حرارية و للاقط الشمسي. كما قمنا بتمثيل عمل هذا النظام في اليوم المتوسط الشهري لشهر فيفري و قمنا بحساب كميات الحرارة الملتقطة و كميات الحرارة التي أخذتها المضخة الحرارية و الطاقة المستهلكة و قمنا باستنتاج معامل الكفاءة و النسبة الشمسية وكذا فعالية اللاقط الشمسي. وأخيرا قمنا بدراسة تجهيزا لتدفئة لنفس العمارة باستعمال الطاقة الشمسية فقط و هذا بنفس الخصوصيات للنظام الذي يجمع بين المضخة الحرارية و اللاقط الشمسي للمقارنة بين النظامين.

### الكلمات الأساسية:

اللاقط الشمسي - المضخة الحرارية - معامل الكفاءة - النسبة الشمسية - فعالية اللاقط الشمسي

