

Introduction

La modélisation des phénomènes de transfert dans un chauffe-eau solaire à circulation naturelle reste un phénomène difficile et complexe pour simplifier le problème. Le chauffe-eau est divisé en deux sous systèmes à savoir le sous système de captage et le sous système de stockage et nous avons écrit le bilan de chaque sous système.

IV.1 les propriétés optiques

Les différentes composantes du rayonnement solaire qui arrivent au niveau de la plaque transparente (vitrage) sont le rayonnement diffus par le ciel.

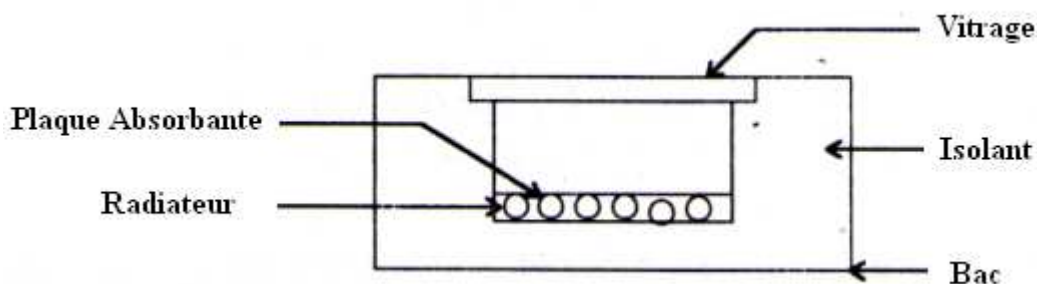


Figure IV.1 : Schéma du capteur

Nous considérons deux milieux transparents (exemple le verre et l'air). Un rayonnement incident dans le premier milieu d'indice n_1 fait un angle θ_1 avec la normale à la surface qui sépare le second milieu d'indice n_2 . Une partie du rayonnement est réfléchi dans le premier milieu, l'autre est réfractée dans le second milieu en faisant un angle θ_2 avec la normale.

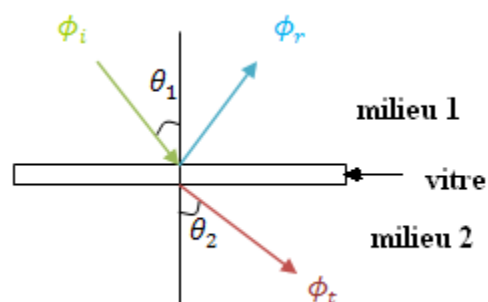


Figure IV.2 : Réflexion et Réfraction

ϕ_i : Rayonnement incident.

ϕ_r : Rayonnement réfléchi.

ϕ_t : Rayonnement transmis (ou réfracté).

Les angles θ_1 et θ_2 sont liés par la loi de DESCARTE : [10]

$$n_1 \sin(\theta_1) = n_2 \sin(\theta_2) \quad (\text{IV.1})$$

La réflectivité parallèle au plan d'incidence est donnée par : [11]

$$\rho_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (\text{IV.2})$$

La réflectivité perpendiculaire au plan d'incidence est donnée par : [11]

$$\rho_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (\text{IV.3})$$

La transmittance du vitrage présente la moyenne arithmétique des transmittances dues aux deux composantes ρ_{\parallel} et ρ_{\perp} telle que : [10]

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + \rho_{\parallel}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 - \rho_{\perp}} \right] \quad (\text{IV.4})$$

L'absorption du rayonnement par la surface du verre est exprimée par la loi de Bonguer's :

$$\tau_{\alpha} = \exp \left[-K \cdot e / \cos(\theta_2) \right] \quad (\text{IV.5}) \quad [11]$$

Avec:

K : est le coefficient d'extinction du verre. Sa valeur varie entre 4 et 32 m^{-1} .

e : est l'épaisseur de la vitre [m].

La transmittance totale est égale au produit de la transmittance due à la réflexion et la transmittance due à l'absorption par le vitrage :

$$\tau = \tau_{\alpha} \cdot \tau_r$$

$$\tau = \frac{1}{2} \exp \left[-K \cdot e / \cos(\theta_2) \right] \cdot \left[\frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + \rho_{\parallel}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 - \rho_{\perp}} \right] \quad (\text{IV.6})$$

L'expression du produit transmittance-absorption est donnée par:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha) \cdot \rho_d} \quad (\text{IV.7})$$

α : est le coefficient d'absorption de la plaque donné par l'expression suivante : [12]

$$\alpha = \alpha_n \left(\cos(\theta_1) \right)^{0,25} \quad (\text{IV.8})$$

α_n : est le coefficient d'absorption pour un rayonnement incident normal à la surface, il est donné par les tables.

ρ_d : est le coefficient de réflexion diffus, il est calculé pour une incidence de 60° .

$$\rho_d = \tau_\alpha \cdot (1 - \tau_r) \quad (\text{IV.9})$$

Le produit effectif transmittance-absorption $(\tau\alpha)_{eff}$ dépend de $(\tau\alpha)$ relatif au rayonnement direct, $(\tau\alpha)$ relatif au rayonnement diffus par le ciel et $(\tau\alpha)$ relatif au rayonnement réfléchi par le sol.

Les trois coefficients sont calculés de la même manière, respectivement pour les angles incidences θ_z (angle zénithal) θ_e et θ_c . Le rayonnement diffus par le ciel et réfléchi par le sol est considéré anisotrope dans les calculs. Nous supposons que le faisceau des rayons diffus est incident sur la vitre avec un angle approximé par les deux expressions suivantes :

- Pour la radiation diffuse par le ciel θ_c est calculée par : [11]

$$\theta_c = 59,68 - 0,1388 \beta + 0,001497 \beta^2 \quad (\text{IV.10})$$

- Pour la radiation réfléchié par le sol θ_e est calculée par : [11]

$$\theta_e = 90 - 0,5788 \beta + 0,002693 \beta^2 \quad (\text{IV.11})$$

β : Inclinaison du capteur [degré].

IV.2 bilan thermique du capteur plan [16]

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

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

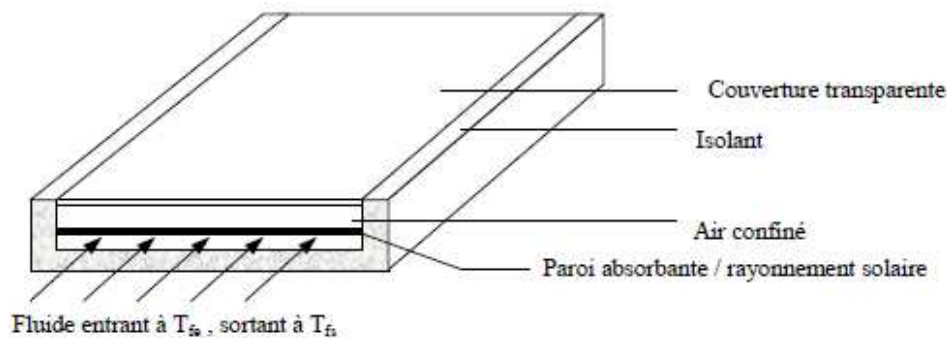


Figure IV.3 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan

IV.2.1 bilan thermique global de la paroi absorbante [16]

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$\phi_{sa} = \phi_{p \rightarrow} + \phi_u + \phi_{st} \quad (\text{IV.12})$$

Où :

ϕ_{sa} : Flux solaire absorbé.

$\phi_{p \rightarrow}$: Flux perdu par la paroi absorbante.

ϕ_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur.

ϕ_{st} : Flux stocké dans le capteur qui s'écrit :

$$\phi_{st} = M_e \cdot c_{eau} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{IV.13})$$

Où :

M_e : Masse en eau du capteur définie par : $\sum m_i c_i = M_e c_{eau}$, i représente les différents éléments constitutifs du capteur.

T : Température moyenne du capteur.

t : Temps.

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\phi_{sa} = \tau_{cs} \cdot \alpha_{ps} \cdot G_{(i,\gamma)}^* \cdot S \quad (\text{IV.14})$$

Où :

ϕ_{sa} : Flux solaire absorbé par la surface exposée (W).

$G_{(i,\gamma)}^*$: Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$).

α_{ps} : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire.

τ_{cs} : Coefficient de transmission de la couverture transparent par rapport au rayonnement solaire.

S : Surface de la paroi absorbante.

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état le flux utile s'écrit :

$$\phi_u = q_{cf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{IV.15})$$

Où :

q_{cf} : Débit calorifique du fluide caloporteur ($\text{W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$).

T_{fs} : Température de fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur.

T_{fe} : Température de fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur.

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme :

$$\phi_{p \rightarrow} = h_p (T_{pm} - T_a) S \quad (\text{IV.16})$$

Où :

h_p : Coefficient global de pertes du capteur.

T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante.

T_a : Température de l'air extérieur.

Dans le cas d'un capteur plan, la température moyenne T_{pm} peut en première approximation être calculée par :

$$T_{pm} = \frac{3 T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad (\text{IV.17})$$

IV. 2.2 Rendement d'un capteur solaire

Il existe deux étapes à suivre afin de parvenir à l'équation générale du rendement d'un capteur plan.[13]

Etape 01 : Influence de la température de l'absorbeur

Pour étudier l'influence de la température de l'absorbeur, notée T_p considérons un capteur plan à eau possédant une vitre. L'absorbeur est constitué d'une plaque plane sous laquelle sont soudés des tubes à section circulaire. Les paramètres sont les suivantes :

- Dimensions : longueur L, largeur I, distance plaque-vitre b, épaisseur de l'isolant e_i .

Les hypothèses pour calculer le rendement d'un capteur sont les suivantes :

- Le régime est supposé permanent ;
- La vitre et la surface absorbante sont supposées isothermes ;
- On suppose un capteur infini, les grandeurs étant déterminées par m^2 de surface absorbante.

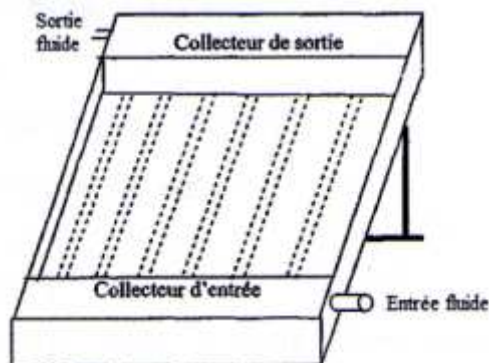


Figure IV.4 : Schéma du capteur étudié

La figure IV.5 indique les paramètres utilisés pour exprimer les différentes températures.

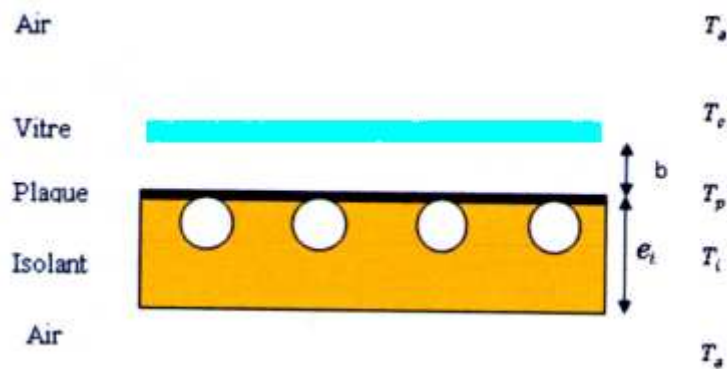


Figure IV.5 : Les températures des différents éléments intervenant dans la détermination du rendement d'un capteur plan

En régime permanent :

$$\phi_{st} = 0$$

On peut écrire l'expression de la puissance solaire absorbée par le capteur :

$$\phi_{sa} = G \cdot \tau_c \cdot \alpha_p \cdot F' \quad (\text{IV.18})$$

Avec:

α_p : Coefficient d'absorption solaire de la plaque absorbante.

τ_c : Coefficient de transmission solaire de la couverture transparente.

G : Eclairement solaire en W/m^2 .

F' : Facteur de rendement du capteur (entre 0,92 et 0,97).

❖ Le rendement optique (rendement à température ambiante) du capteur η_0

$$\eta_0 = \tau_c \cdot \alpha_p \cdot F' \quad (\text{IV.19})$$

Le flux thermique échangé avec l'environnement à T_a s'écrit :

$$\phi_{p \rightarrow} = K (T_p - T_a) \quad (\text{IV.20})$$

Avec:

K : La conductance thermique en $(\text{W/m}^2\text{K})$.

T_p : Température de la plaque.

❖ *Le rendement instantané η*

C'est le rapport entre l'énergie extraite en sortie du capteur, et l'énergie à l'entrée (ensoleillement). Il est donné par :

$$\eta = \frac{\phi_u}{G} = \frac{\phi_{sa} - \phi_{p \rightarrow}}{G} = (\tau_c \cdot \alpha_p \cdot F') - \frac{K(T_p - T_a)}{G}$$

$$\eta = \eta_0 - \frac{K(T_p - T_a)}{G} \quad (\text{IV.21})$$

Etape 02 : Influence de la température du fluide caloporteur

On cherche à déterminer le rendement du capteur en fonction de la température T_{fe} du fluide à l'entrée du capteur. Dans le paragraphe précédent on a considéré la surface absorbante isotherme à T_p . En réalité la plaque est soumise à un champ de température non uniforme, constant en régime permanent. [10]

Le capteur plan étudié de longueur L et de largeur l est représenté par la figure (IV.6).

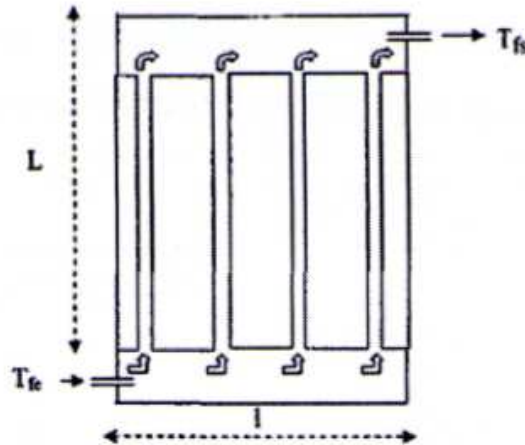


Figure IV.6 : Schéma simplificateur d'un capteur plan étudié

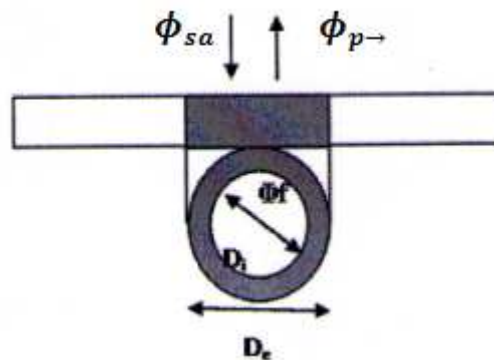


Figure IV.7 : Schéma servant au calcul du bilan thermique

En régime permanent, on a :

$$\phi_{sa} = \phi_{p \rightarrow} + \phi_u + \phi_{st} \quad (\text{IV.22})$$

$$\phi_{st} = 0$$

$$\phi_{sa} = \phi_{p \rightarrow} + \phi_u \quad (\text{IV.23})$$

Le flux thermique perdu avec l'environnement s'écrit :

$$\phi_{p \rightarrow} = K (T_p - T_a) \quad (\text{IV.24})$$

La puissance thermique ϕ_f absorbée par le fluide caloporteur par mètre de longueur de tuyauterie.

$$\phi_f = [\phi_{sa} - K (T_f - T_a)] p \cdot F \quad (\text{IV.25})$$

$$P = D_e \cdot 2w$$

Avec:

w : Espacement entre deux tubes en (mm) ;

T_f : Température du fluide en (K) ;

P : pas entre tuyauteries (mm) ;

D_e : Diamètre extérieur de la conduite en (mm);

F : rendement d'irrigation .il correspond au rapport de la résistance thermique plaque absorbante-air ambient sur la résistance thermique fluide-air ambient.

$$F = \frac{1}{\frac{p}{D_e \cdot 2w \cdot \eta_w} + \frac{pK}{\chi h_c}} \quad (\text{IV.26})$$

Avec :

$$\chi = \pi \cdot D_i \quad (\text{IV.27})$$

$$\eta_w = \frac{\text{th}(m \cdot w)}{m \cdot w} \quad (\text{IV.28})$$

$$m^2 = \frac{K}{\lambda_p \delta} \quad (\text{IV.29})$$

$$\lambda_c = \frac{N_u \lambda_f}{D_h} \quad (\text{IV.30})$$

Où : η_w : Efficacité de l'ailette ;

χ : Le périmètre mouillé de la conduite (mm) ;

D_i : Le diamètre intérieur de la conduite (mm);

th : Représente la fonction tangente hyperbolique ;

h_c : Coefficient d'échange par convection entre la paroi et le fluide ($\text{W/m}^2\text{K}$) ;

λ_p : Conductivité thermique du matériau constituant la plaque absorbante (W/m K) ;

λ_f : Conductivité thermique du fluide (W/m K) ;

δ : Epaisseur de la surface absorbante ;

N_u : Nombre de Nusselt ;

D_h : Diamètre hydraulique (mm).

La relation de Nusselt est donnée par :

$$N_u = 1,75 \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \left[\frac{Re \cdot Pr \cdot Di}{L_T} + \left(\frac{Gr^{1/3} \cdot Re \cdot Pr \cdot Di}{L_T} \right)^{4/3} \right]^{1/2} \quad (\text{IV.31})$$

Avec :

L_T : Longueur des tubes (mm) ;

μ_f : La viscosité à la température moyenne du fluide (pa.s) ;

μ_p : La viscosité à la température moyenne des parois (pa.s) ;

Où :

$$G_r = \rho_a^2 \cdot \frac{g}{T_m} \cdot \frac{(T_p - T_c)b^3}{\mu_a^2} \quad (\text{IV.32})$$

$$T_m = \frac{T_p + T_c}{2} \quad (\text{IV.33})$$

$$R_e = \frac{\rho_a V D_i}{\mu_a} \quad (\text{IV.34})$$

$$P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda_f} \quad (\text{IV.35})$$

Avec : R_e : Nombre de Reynolds ;

G_r : Nombre de Grashof ;

P_r : Nombre de Prandtl ;

ρ_a : Masse volumique (Kg/m^3) ;

g : Accélération de pesanteur (m/s^2) ;

T_m : Température moyenne de l'air confiné entre l'absorbeur et la vitre ;

T_c : Température de la vitre (Kelvin) ;

b : Distance absorbeur- vitre (mm).

La relation de Nusselt pour un régime laminaire ($R_e < 2100$), en convection forcée est proposée par SIEDER et TATE :

$$N_u = 1,86 \cdot (R_e \cdot P_r \cdot D_i / L)^{1/3} \cdot (\mu_f / \mu_p)^{0,14} \quad (\text{IV.36})$$

Pour un régime turbulent ($R_e > 10000$), le nombre de Nusselt est donné par :

$$N_u = 0,023 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (\text{IV.37})$$

La puissance fournie au fluide par mètre carré de capteur s'écrit :

$$\dot{\phi}_u = \dot{M} \cdot C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{IV.38})$$

Avec :

$$\dot{M} = \frac{\dot{m}}{pL} \quad , \quad \dot{m} = \frac{\rho \dot{V}}{n_t} \quad , \quad n_t = \frac{l}{p}$$

\dot{M} : Débit massique par unité de surface de capteur ($\text{Kg}/\text{s} \cdot \text{m}^2$) ;

L : Longueur du capteur (mm) ;

\dot{m} : Débit massique par tuyauterie (Kg/s) ;

ρ : Masse volumique (Kg/m^3) ;

\dot{V} : Débit volumique du fluide (m^3/s) ;

n_t : Nombre de tuyauteries ;

l : Largeur de la surface absorbante (mm) ;

C_p : Capacité calorifique du fluide (KJ / Kg · K) ;

T_{fs} et T_{fe} sont respectivement température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur (Kelvin).

$$\text{Posons : } F_t = \frac{C_p \dot{M}}{K} \left[1 - \exp\left(-\frac{F K}{C_p \dot{M}}\right) \right] \quad (\text{IV.39})$$

Avec :

F_t : Facteur de transfert thermique ;

Ce facteur représente le rapport du flux thermique réel reçu par le fluide sur celui qui serait récupéré si la surface absorbante était isotherme à T_{fe} .

On a donc :

$$\dot{\phi}_u = F_t \left[\phi_{sa} - K(T_{fe} - T_a) \right] \quad (\text{IV.40})$$

D'où le rendement instantané :

$$\eta = F_t \left[\eta_0 - \frac{K(T_{fe} - T_a)}{G} \right] \quad (\text{IV.41})$$

IV.2.3 Calcul du coefficient de pertes thermiques globales U_T [15]

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories: les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales. On définit:

R_1 : Résistance thermique entre le milieu ambiant et la vitre.

R_2 : Résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur.

R_3 : Résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant.

R_4 : Résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

R_{av} : Résistance thermique vers l'avant du capteur ;

R_{ar} : Résistance thermique vers l'arrière du capteur ;

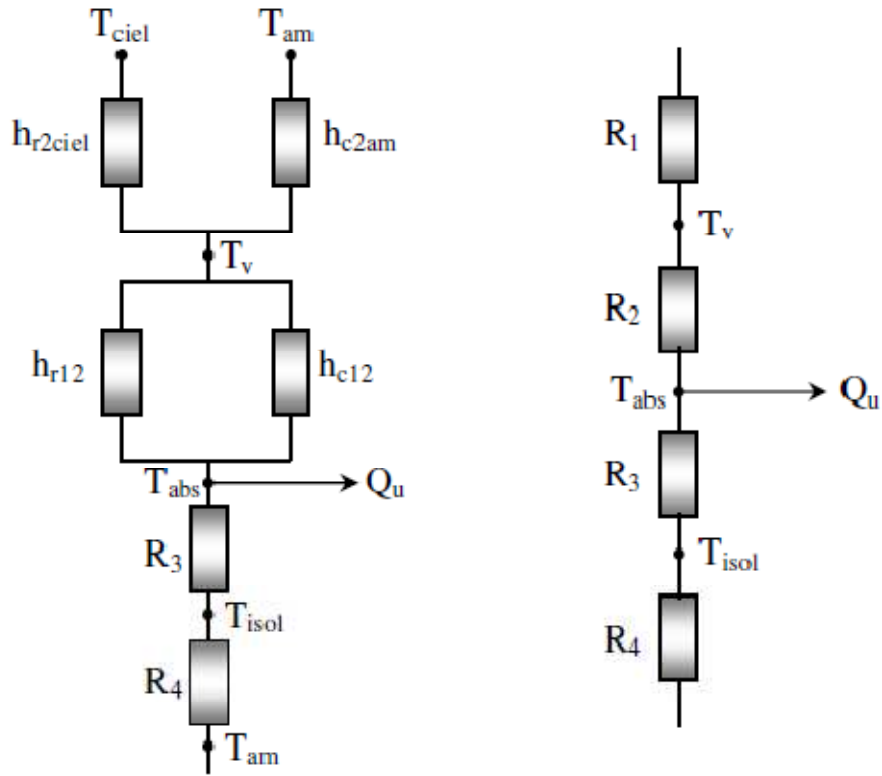


Figure IV.8 : Circuit électrique équivalent relative à un capteur solaire plan

$$R_1 = \frac{1}{h_{c1} + h_{r1}} \quad ; \quad R_2 = \frac{1}{h_{c2} + h_{r2}}$$

$$h_{r1} = \frac{\varepsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{\infty}^4)}{(T_v - T_{am})} \quad ; \quad h_{r2} = \frac{\sigma (T_{abs}^2 - T_v^2)(T_{abs} + T_v)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1}$$

$$h_{c1} = 5,7 + 3,8 w \quad ; \quad h_{c2} = \frac{N_u \cdot \lambda_a}{b}$$

Dans le cadre de la géométrie étudiée, il existe une corrélation empirique reliant G_r au nombre de Nusselt où l'angle S_{in} et l'inclinaison du capteur, sont exprimés en degrés.

$$N_u = [0,06 + 3 \cdot 10^{-4} (90 - S_{in})] G_r^{0,33}$$

$$R_{av} = R_1 + R_2 \quad ; \quad R_{ar} = R_3 + R_4$$

$$R_3 = e_i / \lambda_i$$

La similitude électronique permet d'écrire :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{av}} + \frac{1}{R_{ar}} \tag{IV.42}$$

Et en utilisant les conductances thermiques :

$$K_{av} = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad ; \quad K_{ar} = \frac{1}{R_3 + R_4} \simeq \frac{1}{R_3}$$

$$K = K_{av} + K_{ar} \quad (IV.43)$$

Avec :

h_{c1} et h_{r1} : les coefficients d'échange thermique relatifs respectivement à la convection et au rayonnement entre la vitre et l'extérieur ;

h_{c2} et h_{r2} : les coefficients d'échange thermique relatifs respectivement à la surface absorbante et la vitre ;

ε_{abs} et ε_v : coefficients d'émission infrarouge respectivement de l'absorbeur et de la vitre

$$\varepsilon_{abs} = 0,95 \quad \text{et} \quad \varepsilon_v = 0,83$$

λ_i : Conductivité thermique de l'isolant ;

λ_a : Conductivité thermique de l'air ;

σ : Constante de Stefan-Boltzmann.

Duffie et Bekman (1980) ont donné une relation empirique due à Kelvin pour le calcul de ϕ_{av} avec une erreur inférieure à $\pm 0,3 \text{ W/m}^2$. [14]

$$\phi_{av} = \frac{T_{abs} - T_{am}}{\left(\frac{C}{T_{abs}}\right) \left(\frac{T_{abs} - T_{am}}{N+f}\right)^{0,33} + \frac{1}{h_{c1}}} + \frac{\sigma (T_{abs}^4 - T_{am}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs} + 0,05N(1 - \varepsilon_{abs})} + \frac{\varepsilon_v}{2N+f-1} - N} \quad (IV.44)$$

Tels que :

$$f = (1 - 0,04 h_{c1} + 0,0005 h_{c1}^2) (1 + 0,091 N)$$

$$C = 365,9 (1 - 0,00883 S + 0,0001298 S^2)$$

$$\sigma = 5,68 \cdot 10^{-8} \text{ W/ m}^2 \text{ K}^4 \text{ (constante de Boltzmann)}$$

$$= 4 \cdot 10^{-8} \text{ Kcal / h m}^2 \text{ K}^4$$

S_{in} : Inclinaison des capteurs en degrés (0° horizontale) ;

N : Nombre de couvertures ;

h_{c1} : Coefficient d'échange entre couverture et l'air extérieur ;

w : vitesse du vent (m/s) ;

T_{abs} : Température moyenne de l'absorbeur (K) ;

T_{am} : Température moyenne de l'air ambiant (K).

La formule s'applique dans les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} 320 \text{ K} &\leq T_{abs} \leq 420 \text{ K} & 47 \text{ °C} &\leq T_{abs} \leq 147 \text{ °C} \\ 260 \text{ K} &\leq T_{am} \leq 310 \text{ K} & -13 \text{ °C} &\leq T_{am} \leq 37 \text{ °C} \\ 0 &\leq w \leq 10 \text{ m/s} & ; & 1 \leq N \leq 3 & ; & 0^\circ \leq S_{in} \leq 90^\circ \end{aligned}$$

➤ Influence du vent sur la plaque

La vitesse du vent apparaissant dans h agit sur le coefficient K et par conséquent sur la valeur des pertes. C'est pour cette raison que la connaissance des données météorologiques sur le vent est importante. [14]

a) Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur [15]

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur sera donné par la relation suivante :

$$U_{av} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c1} + h_{r1}} + \frac{1}{h_{c2} + h_{r2}}} \quad (\text{IV.45})$$

b) Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur [15]

Ce coefficient est peu important que celui d'avant, vu le capteur est très bien isolé à l'arrière. L'expression évaluant ce coefficient est donné par:

$$U_{ar} = \frac{\lambda_i}{e_i} = \frac{1}{R_3} \quad (\text{IV.46})$$

λ_i : Coefficient de conductivité thermique de l'isolant (W/m.K) ;

e_i : Epaisseur de l'isolant (m).

c) Coefficient de pertes thermiques latérales [15]

La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes arrière, vu que la surface latérale du capteur est peu importante.

$$U_{lat} = \frac{\lambda_i}{e_i} \cdot \frac{A_{lat}}{A_c} \quad (\text{IV.47})$$

A_{lat} : Surface latérale du capteur (m^2).

A_c : Surface du capteur (m^2).

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des trois coefficients.

$$U_T = U_{av} + U_{ar} + U_{lat} \quad (IV.48)$$

IV.3 bilan thermique de la cuve de stockage [15]

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, le modèle brassé est adopté. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve est uniforme. Le régime est considéré transitoire et le flux total de la chaleur perdue dans la cuve est égal à la somme des flux radiaux ϕ_r plus le flux qui traverse les fonds bombés. La puissance récupérée par le fluide caloporteur est définie comme étant la différence entre l'énergie solaire incidente et les pertes thermiques.

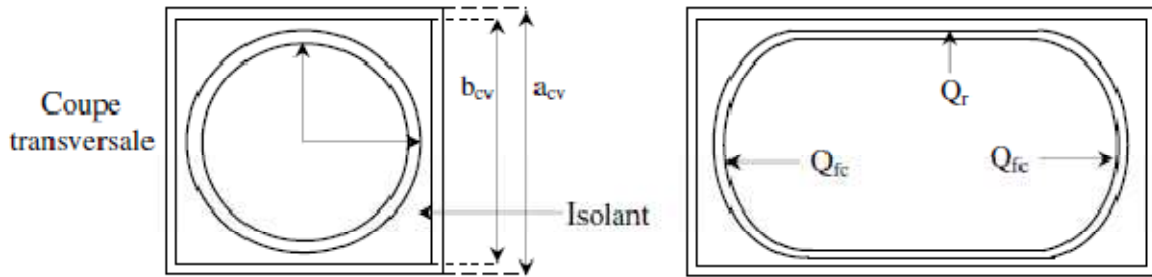


Figure IV.9 : Schéma de la cuve de stockage

$$\phi_u = \dot{m} \cdot C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (IV.49)$$

$$\phi_u = A_c \cdot F_r [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L(T_{fe} - T_a)] \quad (IV.50)$$

F_r : Facteur de conductance du capteur défini par:

$$F_r = \frac{C_p \dot{M}}{U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F_c U_L}{C_p \dot{M}}\right) \right] \quad (IV.51)$$

\dot{m} : Débit massique (Kg/s) ;

\dot{M} : Débit surfacique (kg/sm^2).

$$F_r = \frac{\text{Quantité de chaleur réellement extraite}}{\text{Quantité de chaleur recueillies si l'absorbeur est à la température d'entrée du fluide}} \quad (IV.52)$$

$$F_c = \frac{1/U_L}{(d+D) \left[\frac{1}{U_L (d\eta_{ail} + D)} + \frac{1}{h_{c13} p_m} \right]} \quad (IV.53)$$

$$F_c = \frac{\text{Quantité de chaleur réellement extraite}}{\text{Quantité de chaleur recueillie avec un absorbeur isotherme à la température du fluide}} \quad (IV.54)$$

D : Diamètre de tube (m).

Pm : Périmètre mouillée de la section de passage (m^2).

L'efficacité de l'ailette est donnée par:

$$\eta_{ail} = \frac{th\left(\frac{d}{2} \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_{abs} \cdot e_p}}\right)}{\frac{d}{2} \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_{abs} \cdot e_p}}} \quad (IV.55)$$

La température moyenne de la plaque est donnée par:

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{\phi_u (1 - F_r)}{A_c \cdot U_L \cdot F_r} \quad (IV.56)$$

La température moyenne du fluide dans le capteur est calculée par l'équation de Klein :

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{\phi_u}{A_c \cdot U_L \cdot F_r} \left(1 - \frac{F_r}{F_c}\right) \quad (IV.57)$$

$$\phi_t = K (T_s - T_{am}) = \frac{1}{R_{th}} (T_s - T_{am}) \quad (IV.58)$$

$$K = 2 \pi r_1 L_{cv} \sum \frac{1}{R_{thr}} + 2 \pi r_1^2 \sum \frac{1}{R_{thc}} \quad (IV.59)$$

Ts, Tam: sont respectivement la température du stockage et la température ambiante (°K).

R_{th} : Résistance thermique de la cuve de stockage entre le milieu ambiant et le fluide stocké.

R_{thr} : Résistances thermiques radiales.

R_{thc} : Résistances thermiques sur les cotés.

Pour déterminer la résistance thermique du stockage de la cuve, on utilise le schéma analogique équivalent donné ci-dessous.

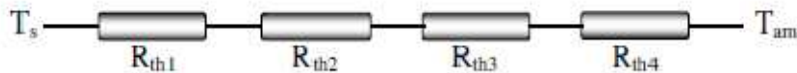


Figure IV.10 : Circuit électrique équivalent relative à un ballon de stockage

$$R_{th1} = \frac{1}{2 \pi r_1 L_{cv} h_{cv}} \quad (IV.60)$$

L_{cv} : Longueur de la cuve (m).

r_1 : Rayon intérieur de la cuve (m).

h_{cv} : Coefficient d'échange de la chaleur par convection, il est calculé par la relation de Nusselt dans le cas de la convection naturelle par :

$$N_u = 0,52 (G_r \cdot P_r)^{0,25} \quad (IV.61)$$

$$h_{cv} = N_u \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (IV.62)$$

Pour un G_r compris entre 10^3 et 10^9 et un P_r supérieur à 0,6.

D : Diamètre de cylindre intérieur (m).

$$R_{th2} = \frac{1}{2 \pi L_{cv} \lambda_{ac}} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (IV.63)$$

r_2 : Rayon extérieur de la virole (m).

λ_{ac} : Conductivité thermique de la virole ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

R_{th3} : Résistance thermique de l'isolant.

$$R_{th3} = \frac{1}{2 \pi L_{cv} \lambda_{iso}} \ln \left(\frac{0,54 b_{cv}}{r_2} \right) \quad (IV.64)$$

λ_{iso} : Conductivité thermique de l'isolant ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

R_{th4} : Résistance thermique entre l'isolant et la tôle.

$$R_{th4} = \frac{0,785}{2 \pi L_{cv} \lambda_t} \ln \left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}} \right) \quad (IV.65)$$

λ_t : conductivité thermique de la tôle. D'où :

$$K = 2 \pi r_1 L_{cv} \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{r_1}{\lambda_{ac}} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_1}{\lambda_{iso}} \ln \left(\frac{0,54 b_{cv}}{r_2} \right) + \frac{0,785 r_1}{\lambda_t} \ln \left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}} \right) \right]^{-1} \\ + 2 \pi r_1^2 \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{e_{ac}}{\lambda_{ac}} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{e_{iso}}{\lambda_{iso}} \right]^{-1} \quad (IV.66)$$

e_{ac} , e_t , e_{iso} : sont respectivement les épaisseurs de l'acier, du tube et de l'isolant de la cuve.

En égalant la variation de l'énergie stockée dans la cuve à l'énergie captée par le collecteur moins l'énergie perdue vers l'espace environnement et l'énergie puisée, on peut écrire le bilan thermique de la cuve de stockage sous la forme suivante:

$$(C_p \dot{M}) \frac{dT_s}{dt} = A_c \cdot F_r [(\tau\alpha)_{eff} G - U_L(T_s - T_{am})] - K(T_s - T_{am}) - \dot{m}(T_s - T_{lr}) \quad (IV.67)$$

T_{lr} : Température de soutirage (°K).

IV.4 Etude de la circulation dans le système [4]

La circulation de l'eau dans le chauffe-eau solaire se fait naturellement (principe de la thermo-circulation), le capteur solaire chauffe l'eau circulant dans l'absorbeur donnant ainsi naissance à une force permettant le mouvement ascensionnel du fluide, mais ceci ne peut avoir que lorsque cette pression est supérieure à la pression totale due à différentes pertes de charges dans le circuit.

A l'équilibre, la force motrice générée par le fluide est égale à la somme des pertes de charge dans le circuit.

H_p : La force totale due aux pertes de charge dans le système.

H_m : La force motrice de l'eau dans le système.

IV.4.1 Calcul des pertes de charge totales

Les pertes de charge dans le circuit sont égales aux pertes de charges singulières plus les pertes de charges linéaires ; les premières sont dues aux accidents de parcours (coudes, raccordement de tubes, etc.....), les secondes sont dues aux frottements de l'eau sur la paroi interne de la tuyauterie.

L'utilisation de la tuyauterie lisse permet d'atténuer ces frottements.

$$H_p = H_p(\text{lin}) + H_p(\text{sing}) \quad (IV.68)$$

Les pertes de charges s'expriment par relation de Dacy-Werboch.

$$H_p = \underbrace{\sum_{i=1}^n \lambda \rho_n v^2 \frac{L_i}{2gD}}_{\text{Pertes de charge linéaires}} + \underbrace{\sum_{i=1}^n \xi_i \frac{v^2}{2gD}}_{\text{Pertes de charge singulières}} \quad (IV.69)$$

λ : est le coefficient de pertes de charge linéaire. Pour un écoulement laminaire $\lambda = \frac{64}{Re}$

On a :

$$\dot{m} = v^2 \rho_n \pi \frac{D^2}{4} \quad (\text{IV.70})$$

v : est la vitesse d'écoulement de l'eau dans les tubes.

L'expression (IV.69) devient :

$$H_p = \frac{1}{\rho_n} \left[\frac{128}{\pi g D^2} \sum L_i \right] \dot{m}^2 + \left[8 \frac{\sum_{i=1}^n \xi_i}{\rho \pi g D^2} \right] \dot{m}^3 \quad (\text{IV.71})$$

Conclusion

Le capteur solaire plan est l'élément clé en énergétique solaire. Cependant un bon dimensionnement de celui-ci et un bon choix de l'isolant de la cuve de stockage, nous permettent d'avoir un rendement idéal, afin de satisfaire les besoins en eau chaude pour une maison individuelle.