

II.1- Introduction :

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...). Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure ci-dessous :

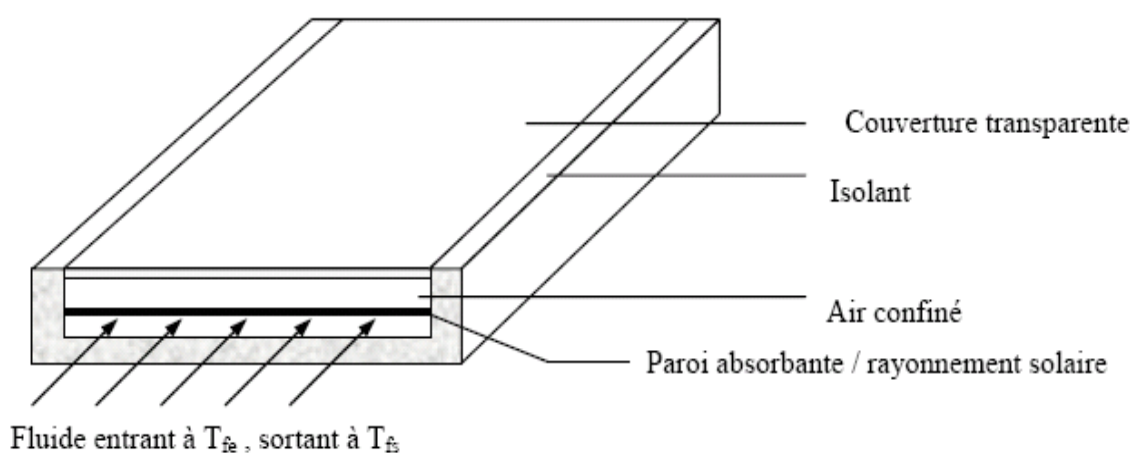


Figure. II-1 : schéma de principe d'un capteur solaire plan à air [12]

II.2 -Bilan thermique global de la paroi absorbante :

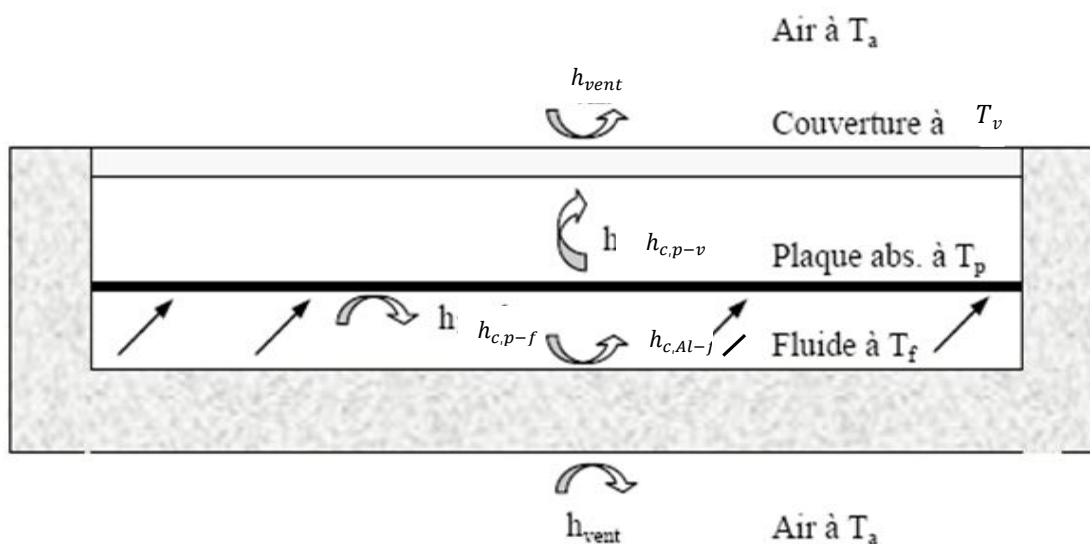


Figure. II-2: Schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire couvert [12].

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u + Q_{st} \quad (\text{II-1})$$

Q_{sa} : Flux solaire absorbé en $[\text{w}/\text{m}^2]$.

Q_p : Flux perdu par la paroi absorbante en $[\text{w/m}^2]$.

Q_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur en $[\text{w/m}^2]$.

Q_{st} : Flux stocké dans le capteur $[\text{w/m}^2]$.

Ce bilan se résume ainsi : le flux absorbé Q_{sa} reçu par le capteur solaire est exprimé par la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transferts vers le milieu ambiant et de l'énergie stockée Q_{st} dans les différents éléments constituant le capteur solaire.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties du capteur solaire est négligeable, ce qui conduit à :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u \quad (\text{II-2})$$

II.3- Modélisation des échanges thermiques dans un capteur solaire : Il existe deux méthodes :

- a)- Méthode par tranche.
- b)- Méthode globale

II.3- a) Méthode par tranches : les différents échanges thermiques qui ont lieu, sont schématisés par le circuit électrique équivalent suivant :

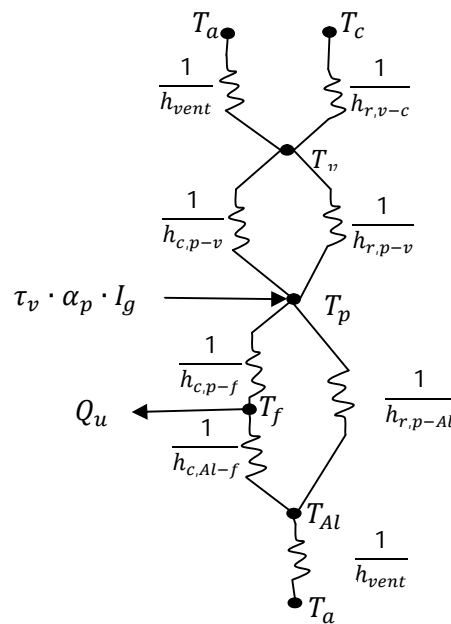


Figure. II-3 : Schéma électrique relatif à une section du capteur

Cette méthode est aussi dite, la méthode de modélisation «pas à pas» qui prend en compte l'évolution des températures de tous les éléments du capteur solaire dans le temps et dans l'espace. Elle consiste à découper le capteur solaire en tranches fictives de longueur δx dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur, et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche.

Il est commode pour cela d'utiliser les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et les circuits électriques analogiques équivalents.

Le réseau électrique *Figure (II-3)* correspond au capteur solaire tel que schématisé par *Figure (II-1)*, par conséquent l'application de la loi d'Ohm conduit aux équations des bilans suivantes :

- Dans la vitre

$$h_{r,p-v}(T_p - T_v) + \frac{h_{c,p-v}}{2}(T_p - T_v) = U_{av1} \cdot (T_v - T_a) \quad (\text{II-3})$$

- Dans l'absorbeur

$$(\tau_v \alpha_p) I_g = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + \frac{h_{c-pv}}{2}(T_p - T_v) + h_{r,p-Al}(T_p - T_{Al}) + h_{r,p-v}(T_p - T_v) \quad (\text{II-4})$$

- Dans le fluide caloporteur :

$$h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_f) = h_{c,f-Al} \cdot (T_f - T_{Al}) + Q_u \quad (\text{II-5})$$

- Dans la plaque inférieure en Aluminium (de la côte de l'isolant) :

$$h_{c,Al-f} \cdot (T_f - T_{Al}) + h_{r,p-Al} \cdot (T_p - T_{Al}) = U_{ar} \cdot (T_{Al} - T_a) \quad (\text{II-6})$$

Avec :

T_a : Température ambiante [°C]

T_v : Température de la vitre [°C]

T_p : Température d'absorbeur [°C]

T_f : Température du fluide caloporteur, air [°C]

T_{Al} : Température de la plaque d'aluminium près de l'isolant (plan inférieur de l'écoulement De veine d'air mobile) [°C].

U_{av1} : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de la vitre [W/m²]

U_{ar} : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière du capteur [W/m²]

$h_{r,p-v}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre [W/m^2]

$h_{c,p-v}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre [W/m^2]

$h_{c,p-f}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide [W/m^2]

$h_{r,p-Al}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium [W/m^2]

$h_{c,f-Al}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium [W/m^2]

I_g : Flux solaire global reçu par le capteur plan.

τ_V : Coefficient de transmission des couvertures transparentes.

α_p : Coefficient d'absorption de l'absorbeur.

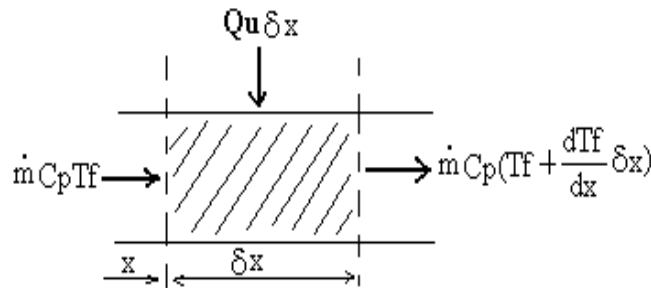


Figure. II-4 : Echanges thermiques dans une tranche fictive δx [15]

Pour étudier la distribution de la température suivant la direction de l'écoulement de l'air, on considère la tranche δx voir Figure.(II-3), La température de l'air est supposée uniforme au niveau de la section de la veine d'air mobile du capteur.

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne, sachant que l_c est la largeur du capteur :

$$\dot{m}C_p + Q_u l_c \delta x = \dot{m}C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (II-7)$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u l_c}{\dot{m}C_p}$$

Généralement, en présence d'un fluide gazeux tel que l'air, nous supposons que la température du fluide T_f est uniforme tout le long de la veine fluide du capteur de longueur L [6]. Par conséquent l'intégration de équation (II-7) est donc triviale, on obtient :

$$T_f(x) = \frac{Q_u l_c}{\dot{m}C_p} \cdot x + T_{fe} \quad (II-8)$$

Où, T_{fe} est la température d'entrée du fluide dans le capteur, T_{fs} est sa température à la sortie qui a pour valeur :

$$T_{fs} = \frac{Q_u L}{\dot{m} C_p} \cdot x + T_{fe}$$

D'autre part, nous supposons aussi que la température du fluide varie linéairement tout le long du capteur, la valeur moyenne de la température est égale donc à la moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie :

$$T_f = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2}$$

Des deux dernières équations, on déduit :

$$Q_u = \frac{2\dot{m}C_p(T_f - T_{fe})}{A} \quad (\text{II-9})$$

Où, $A = l_c L$

En remplaçant l'expression de la quantité de chaleur utile (II-9) dans les équations du bilan thermique respectivement au vitrage, l'absorbeur, le fluide caloporteur et au niveau de la plaque inférieure en aluminium, ce qui permis d'aboutir au système d'équations suivantes :

$$(h_{r,p-v} + \frac{h_{c,p-v}}{2} + U_{av1})T_v - (h_{r,p-v} + \frac{h_{c,p-v}}{2})T_p = U_{av1}T_a \quad (\text{II-10})$$

$$- \left(\frac{h_{c,p-v}}{2} + h_{r,p-v} \right) T_v + \left(h_{c,p-f} + \frac{h_{c,p-v}}{2} + h_{r,p-Al} \right) T_p + h_{c,p-f} T_f + h_{r,p-Al} T_{Al} = \tau_v \alpha_p I_g \quad (\text{II-11})$$

$$h_{c,p-f} T_p - \left(h_{c,p-f} + h_{c,Al-f} + \frac{2\dot{m}C_p}{A} \right) T_f + h_{c,Al-f} T_{Al} = \frac{2\dot{m}C_p}{A} T_{fe} \quad (\text{II-12})$$

$$-h_{r,p-Al} T_p - h_{c,Al-f} T_f + (h_{r,p-Al} + U_{ar} + h_{c,Al-f}) T_{Al} = U_{ar} T_a \quad (\text{II-13})$$

Ce système d'équation peut être réécrit sous la forme d'une équation matricielle à quatre (04) dimensions de la forme :

$$[A][T] = [B] \quad \text{Où} \quad [T] = \begin{bmatrix} T_v \\ T_p \\ T_f \\ T_{Al} \end{bmatrix} \quad (\text{II-14})$$

Dont les températures sont déterminées par la matrice inverse :

$$[T] = [B][A]^{-1} \quad (\text{II-15})$$

Le déroulement de ces calculs nécessite la connaissance des valeurs des coefficients d'échanges par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs des coefficients des pertes globales par l'avant du capteur U_{av1} et par l'arrière U_{ar} définis par les expressions :

$$U_{av1} = h_{c,v-a} + h_{r,v-a} \quad \text{Et} \quad U_{ar} = \frac{1}{\left[\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{c,v-a}} \right]}$$

Avec,

U_{av1} : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de la vitre [W/m^2]

$h_{c,v-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'ambiance [W/m^2]

$h_{r,v-a}$: Coefficient de transfert radiatif entre la vitre et l'ambiance [W/m^2]

U_{ar} : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière du capteur [W/m^2]

e_{is} : Épaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur [m]

II.3- b) Méthode globale :

Cette deuxième méthode est celle adoptée par **Hottel**, **Whillier** et **Bliss** [6]. Elle suppose que le régime est quasi-permanent, et que les éléments du capteur se trouvent chacun à une température moyenne constante, qui néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Notre choix s'est porté sur cette méthode, pour la modélisation et l'étude des performances du capteur, car la variation de la température à l'entrée du capteur est faible, d'autre part les paramètres de performances que nous désirons déterminer sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit [6] :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}}(T_f) \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (\text{II-16})$$

Où, q est le flux de chaleur par conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique, ρ .

En régime permanent et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient d'écrire que :

$$\rho C_p \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}}(T_f) = \sigma_T$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la direction x , cette équation (II-16) s'écrit :

$$\rho C_p V_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Q_u}{e}$$

En introduisant le coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'ambiance U_L , la quantité de chaleur utile P_u véhiculée par le fluide (air s'écoulant de l'entrée du capteur jusqu'à la sortie) s'écrit :

$$P_u = A Q_u = A(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_p - T_a)) \quad (\text{II-17})$$

Où, A est la surface de captation utile face au rayonnement solaire incident.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_f = T_p$ et on pourrait alors écrire :

$$P'_u = A(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_f - T_a))$$

En fait, la condition $T_f = T_p$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté par F' , qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par le capteur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide [6,2], tel que ce coefficient d'efficacité s'écrit :

$$F' = \frac{(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_f - T_a))}{(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_p - T_a))} \quad (\text{II-18})$$

D'autre part, en tenant compte des échanges radiatifs on aura [6, 2,18]

$$F' = \frac{h_{r,p-AI} \cdot h_{c,p-f} + h_{c,AI-f} \cdot U_{av} + h_{r,p-AI} \cdot h_{c,AI-f} + h_{c,AI-f} \cdot h_{c,p-f}}{(U_{av} + h_{r,p-AI} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,AI-f} + h_{r,p-AI}) - h_{r,p-AI}^2} \quad (\text{II-19})$$

Pour, $h_{c,AI-f} = h_{c,p-f}$ on aboutit à :

$$F' = \frac{h_{c,p-f}(U_{av} + 2 \cdot h_{r,p-AI} + h_{c,p-f})}{(U_{av} + h_{r,p-AI} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,AI-f} + h_{r,p-AI}) - h_{r,p-AI}^2} \quad (\text{II-20})$$

Si les échanges radiatifs dans le capteur étant négligeables, le coefficient F' s'écrit par l'expression suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_{c,p-f}}} \quad (\text{II-21})$$

Soit :

$$P_u = A F' (\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_f - T_a)) \quad (\text{II-22})$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la quantité de chaleur utile véhiculée par l'air s'écrit :

$$\dot{m}C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l_c F' (\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_f - T_a)) \quad (\text{II-23})$$

Et si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution de l'équation (II-23) serait de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' x}{\dot{m}C_p}\right) \quad (\text{II-24})$$

Où,

La température T_{fs} du fluide à la sortie du capteur de longueur L est exprimée par l'expression suivante, telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' L}{\dot{m}C_p}\right) \quad (\text{II-25})$$

En fait, l'équation (II-25) qui est fonction de F' qui est aussi en fonction de T_f est T_p , dépend donc de ces deux températures, la température du fluide T_f est considérée comme une donnée du problème, par contre celle de l'absorbeur T_p est inconnue.

Dans la pratique, Il est plus commode d'exprimer la puissance utile du fluide caloporteur en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global qui caractérise la qualité de transfert entre l'air et absorbeur défini par l'expression :

$$F_R = \frac{\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_p - T_a)}{\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_{fe} - T_a)} \quad (\text{II-26})$$

En introduisant le débit massique rapporté par m^2 du capteur désigné par la quantité ($G = \frac{\dot{m}}{l_c L}$), où l_c et L sont respectivement la largeur et la longueur du capteur en (m), la puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 de surface du capteur serait de la forme :

$$\begin{aligned} Q_u &= G C_p (T_{fs} - T_a) = G C_p \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= G C_p \left(\left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{U_L F'}{G C_p}\right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= \frac{G C_p}{U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{U_L F'}{G C_p}\right) \right) (\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_{fe} - T_a)) \end{aligned}$$

Finalement sous forme plus simpliste on obtient :

$$Q_u = F_R (\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_{fe} - T_a)) \quad (\text{II-27})$$

Avec,

$$F_R = \frac{GC_p}{U_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{U_L F'}{GC_p} \right) \right) \quad (\text{II-28})$$

Où F_r est le coefficient de conductance, qui caractérise la qualité de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur.

En introduisant la surface A du capteur, l'expression du coefficient F_R devient sous la forme :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{AU_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{AU_L F'}{\dot{m}C_p} \right) \right) \quad (\text{II-29})$$

II.4-Modélisation des échanges par convection dans un capteur solaire à air :

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on impose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement du fluide est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du capteur,
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique h , on introduit les relations suivantes, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

II.4.1. Transfert conductif :

Les coefficients de transfert par conduction à travers l'isolant et la partie inférieure qui est souvent en bois à l'arrière du capteur sont décrits par l'expression :

$$\frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \text{ et } \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (\text{II-30})$$

Où :

λ_{is} et λ_b : sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois.

e_{is} et e_b : sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois.

II.4.2- Transfert radiatif :

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en kelvin). On applique la relation suivante [12] :

$$h_r = \frac{\sigma(T_1+T_2).(T_1^2+T_2^2)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (\text{II-31})$$

Où,

T_1 et T_2 : sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes.

ε_i : est l'émissivité du milieu i (de surface S_i),

F_{12} : est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement dans les diverses parties du capteur égale à 1.

σ : Constante de Stephan-Boltzmann.

II.4.2.1- Echanges radiatifs entre les vitrages et la voûte céleste : on emploie l'expression du coefficient d'échange radiatif suivante [6] :

$$h_{r,v-c} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 + \cos\varphi) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (\text{II-32})$$

Où,

φ : étant l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale, les températures T_v et T_c sont les températures absolues.

T_c : Températures équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de **Swinbank** (1963) [6,12] suivante :

$$T_c = 0,0552 \cdot T_a^{1,5} \quad (\text{II-33})$$

Les températures T_c et T_a sont exprimées en Kelvin.

II.4.2.2- Echanges radiatifs entre la vitre et l'absorbeur : sont décrits par l'expression suivante :

$$h_{r,p-v} = \frac{\sigma(T_v+T_p)(T_p^2+T_v^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{p-v}} - 1} \quad (\text{II-34})$$

Les températures T_v et T_p sont respectivement la température des vitrages et de la plaque absorbante exprimées en Kelvin.

II.4.2. 3- Echanges radiatifs entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium sur l'isolant :

Sont décrit par l'expression :

$$h_{r,p-v} = \frac{\sigma(T_p+T_{Al})(T_p^2+T_{Al}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{p-Al}} + \frac{1}{\varepsilon_{Al-p}} - 1} \quad (\text{II-35})$$

Où, les températures T_p et T_{Al} exprimées en Kelvin, sont la température de l'absorbeur et de la plaque considérée en aluminium sur l'isolant.

II.4.3- Transfert convectif :

II.4.3.1- Echanges convectifs entre le capteur et le milieu environnant :

Lorsque le vent souffle parallèlement aux parois externes du capteur, en emploi une corrélation empirique simple qui permet d'estimer le coefficient d'échange par convection forcée en fonction de la vitesse du vent [8,2] décrite par :

$$h_{c,v-a} = h_{vent} = 5.67 + 3.86 \cdot U_{vent} \quad (\text{II-36})$$

II.4.3.2- Echanges convectifs entre l'absorbeur et la vitre : Le transfert thermique dans l'espace compris entre la vitre et l'absorbeur, est à la fois caractérisé par des échanges de conduction et de convection naturelle, sont exprimés par un coefficient de conduction-convection tel que [7] :

$$h_{c,p-v} = \frac{Nu \cdot d}{\lambda_a} \quad (\text{II-37})$$

Le nombre de *Nusselt*, Nu est exprimé en fonction du nombre de *Rayleigh* par la corrélation de *Hollands* [7] suivante :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\varphi)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \varphi} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \varphi} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (\text{II-38})$$

Avec :

$$Ra : \text{Etant le nombre de } \mathbf{Rayleigh}, Ra = \frac{g \beta \Delta T e_v^3}{a \nu}$$

$$g : \text{Accélération de la pesanteur } \left[\frac{m}{s^2} \right].$$

$$\beta : \text{Coefficient de dilatation thermique de l'air, } \beta = 1/T \left[\frac{1}{K^\circ} \right]$$

$$\Delta T : \text{Écart de température entre la vitre et l'absorbeur } [K^\circ]$$

$$e_v : \text{Distance entre la vitre et l'absorbeur } [m]$$

$$a : \text{Diffusivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur } \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\nu : \text{Viscosité cinétique du milieu } \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\varphi : \text{Angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontal en degré.}$$

$$\lambda_a : \text{Conductivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur (air) } \left[\frac{W}{m.K} \right]$$

D'autres corrélations peuvent être également employées, on cite en particulier celles établies par **Jacques.B** [8].

$$\left. \begin{aligned} N_u &= 1.013 && \text{pour } G_r < 1700 + 47.8 \varphi \\ N_u &= 2.5 + 0.0133(90 - \varphi) && \text{pour } G_r > 80000 \\ N_u &= [0.06 + 3 \cdot 10^{-4}(90 - \varphi)] && \text{pour autrement} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-39})$$

Avec, G_r étant le nombre de **Grashoff**, tel que $G_r = \frac{g \beta \Delta T e_v^3}{\nu^2}$ et φ en degré

II.4.3.3- Echanges convectifs dans la lame d'air mobile : Les coefficients d'échange convectifs $h_{c,Al-f}$ et $h_{c,p-f}$ respectivement entre le fluide et les parois solides, l'absorbeur et la plaque d'aluminium sur l'isolant, sont estimés par la relation :

$$h_{c,Al-f} = h_{c,p-f} = \frac{Nu \lambda_a}{D_h} \quad (\text{II-40})$$

Avec,

λ_a : Conductivité thermique du fluide, l'air en écoulement $\left[\frac{W}{m.K} \right]$

D_h : Diamètre hydraulique équivalent du conduit utile [m]

Nu : Nombre de **Nusselt**.

Le nombre de Nusselt est généralement en fonction du régime d'écoulement, tel que :

➤ En régime laminaire ($Re < 2300$), le nombre de **Nusselt** est décrit par les corrélations suivantes :

- Corrélation proposé par **Mercer** [2] :

$$Nu = 4.9 + \frac{0.0606 \left(\frac{Re Pr D_h}{L_c} \right)^{1.2}}{1 + 0.0909 \left(\frac{Re Pr D_h}{L_c} \right)^{0.7} Pr^{0.17}} \quad (\text{II-41})$$

Où,

Re : étant le nombre de Reynolds, $Re = \frac{U_f D_h}{\nu}$

Pr : Nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$

- Corrélation de Malik et Charters [2] :

$$Nu = \frac{0.0192 Re^{0.75} Pr}{1 + 1.22 Re^{-\frac{1}{8}} (Pr - 2)} \quad (\text{II-42})$$

➤ *En régime turbulent* ($Re > 2300$), *Nusselt* est estimé par les corrélations suivantes :

- Corrélation de *Kays* [6] :

$$Nu = 0.0158 Re^{0.75} \quad \text{Pour } \frac{L_c}{D_h} > 10 \quad (\text{II-43})$$

Où, Re étant le nombre de Reynolds donné par :

$$Re = \frac{U_f D_h}{\nu}$$

U_f : Vitesse d'écoulement dans le conduit utile d'écoulement d'air [m/s]

D_h : Diamètre hydraulique équivalent du conduit utile [m]

ν : Viscosité cinétique du fluide en écoulement $\left[\frac{m^2}{s} \right]$

II.5-Calcul des coefficients des pertes thermiques globaux par l'avant et l'arrière du capteur :

En reprenant le schéma descriptif du circuit électrique équivalent Figure.(II-3), et en supposant les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le régime thermique est permanent.
- Les températures T_v , T_p et T_{Al} sont uniformes tout le long du capteur.
- La puissance solaire absorbée par la vitre est négligeable.
- La conductance dans la vitre est négligeable

II.5.1- Estimation du coefficient des pertes thermiques vers l'avant du capteur :

En utilisant l'analogie électrique telle que représentée par la Figure.(II-3), on établit l'expression du coefficient de pertes thermiques par l'avant du capteur, exprimé en fonction du coefficient d'échange convectif et radiatif tel que :

$R_{c,v-a} = \frac{1}{h_{c,v-a}}$: Résistance thermique entre la vitre et l'ambiance due à l'échange convectif.

$R_{r,v-a} = \frac{1}{h_{r,v-a}}$: Résistance thermique entre la vitre et l'ambiance due à l'échange radiatif.

Avec, $h_{r,v-a} = h_{r,v-c} \frac{(T_v - T_c)}{(T_v - T_a)} = \frac{1}{2} \sigma \epsilon_v (1 + \cos \beta) (T_v^4 + T_c^4) / (T_v - T_a)$

$R_{c,p-v} = \frac{1}{h_{c,p-v}}$: Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre due à l'échange convectif.

$R_{r,p-v} = \frac{1}{h_{r,p-v}}$: Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre due à l'échange radiatif.

La résistance thermique équivalente par l'avant du capteur est :

$$\frac{1}{R_{eq,v-a}} = \frac{1}{R_{c,v-a}} + \frac{1}{R_{r,v-a}} = h_{c,v-a} + h_{r,v-a} = U_{av1}$$

$$\frac{1}{R_{eq,p-v}} = \frac{1}{R_{c,p-v}} + \frac{1}{R_{r,p-v}} = h_{c,p-v} + h_{r,p-v} = U_{av2}$$

$$R_{eq,p-a} = R_{eq,v-a} + R_{eq,p-v} = \frac{1}{U_{av1}} + \frac{1}{U_{av2}}$$

Enfin :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{eq,p-a}} = \left[\frac{1}{U_{av1}} + \frac{1}{U_{av2}} \right]^{-1} \quad (\text{II-44})$$

II.5-2. Coefficients des pertes thermiques vers l'arrière du capteur :

Le coefficient des pertes thermique par l'arrière du capteur est estimé par la relation suivante :

$$U_{ar} = \frac{1}{\left[\sum \frac{\epsilon_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{c,v-a}} \right]} \quad (\text{II-45})$$

II.5-3. Coefficient global des pertes thermiques :

Ce coefficient englobe toutes les pertes à l'avant et l'arrière du capteur, ce qui lui confère la forme suivante :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (\text{II-46})$$

Si on tient compte de tous les échanges, le coefficient des pertes thermiques global est donné par l'expression (II-48) qui est valable pour les capteurs solaires plans, où on tient en compte des échanges radiatifs internes ayant lieu dans les différents éléments du capteur [2, 6,18]

$$U_L = \frac{(U_{av}+U_{ar})(h_{c,p-f}.h_{c,Al-f}+h_{c,p-f}.h_{r,p-Al}+h_{c,Al-f}.h_{r,p-Al})+U_{av}.U_{ar}(h_{c,p-f}+h_{c,Al-f})}{h_{c,p-f}.h_{c,Al-f}+h_{c,p-f}.h_{r,p-Al}+h_{c,Al-f}.h_{r,p-Al}+U_{av}.h_{c,Al-f}} \quad (\text{II-47})$$

Si $h_{c,p-f} = h_{c,Al-f}$, l'expression U_L se simplifie et devient sous la forme suivante :

$$U_L = \frac{(U_{av}+U_{ar})(h_{c,p-f}+2.h_{r,p-Al})+2.U_{av}.U_{ar}}{h_{c,p-f}+2.h_{r,p-Al}+U_{av}} \quad (\text{II-48})$$

II.5-4. Rendement thermique du capteur solaire plan η :

Le rendement thermique d'un capteur solaire plan représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente, peut être exprimé par le rapport suivant :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g} \quad (\text{II-49})$$

Il peut être aussi donné en fonction du rapport de la différence de température ($T_{fe} - T_a$) au flux global incident I_g :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g} = F_R \left(\tau_v \alpha_p - U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \right) \quad (\text{II-50})$$

II.6- Caractéristiques Optiques des couvertures transparentes et principaux matériaux utilisé comme absorbeur

II.6.1- Couverture transparente :

L'utilisation des couvertures transparentes sur la face avant des capteurs solaires plans, est d'une importance primordiale, elle permet de minimiser les pertes thermiques, par la formation d'une lame d'air isolante dans l'intervalle compris entre la vitre et l'absorbeur. D'autre part permet de d'accroître sensiblement le rendement du capteur par l'effet de serre. L'intérêt d'une couverture transparente pour le rayonnement solaire est d'autant plus grand que la température de fonctionnement du collecteur solaire est élevée. C'est donc pour des températures dépassant 70°C que l'on peut envisager d'installer un double vitrage afin d'accroître les performances thermiques.

Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre, mais on peut trouver aussi des produits de synthèse telle que le polycarbonate, le polyméthacrylate ou bien le polyester armé. Le tableau (II.1), fournit quelques indications sur ces matériaux photoniques, qui ont la propriété d'être transparente vis-à-vis du rayonnement solaire, mais opaques devant les échanges ayant lieu dans le domaine de l'infrarouge pour satisfaire les conditions d'effet de serre.

| <i>matériau</i> | <i>noms commerciaux</i> | <i>épaisseur mm</i> | τ^* % | ρ kg/m ³ | C_p J/kg.K | λ W/m.K | k_d 10 ⁻⁵ /K |
|------------------------------|-------------------------|---------------------|------------|-----------------------------|-----------------|--------------------|------------------------------|
| verre à vitre | | 3 | 85-92 | 2700 | 840 | 0,93 | 0,9 |
| polycarbonate* | Makrolon Lexan | 3,2 | 82-89 | 1200 | 1260 | 0,2 | 6,6 |
| polyméthacrylate | Altuglas plexiglas | 3,2 | 89-92 | 1200 | 1460 | 0,2 | 7 |
| polyester armé | ----- | 1 | 77-90 | 1400 | 1050 | 0,21 | 3,5 |
| polytéréphtalate d'éthylène | Mylar Terphane | 0,025 | 84 | 1,38 | 1170 | 0,25 | 7 |
| polyfluoroéthylène propylène | Téflon FEP | 0,05 | 97 | 2,15 | 1170 | 0,25 | 10 |
| polyfluorure vinyle | Tedlar | 0,1 | 93 | 1,50 | 1380 | 0,12 | 4 |

Tableau II.1 : Propriétés de quelques surfaces transparentes vis-à-vis du rayonnement solaire

(τ^* Facteur de transmission solaire, ρ masse volumique, c_d chaleur massique, λ conductivité thermique, k_d coefficient de dilatation thermique) [8].

II.6.2- Facteur de transmission :

Le coefficient de transmission τ est le produit d'un coefficient τ_r relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient τ_a relatif à l'absorption dans le milieu transparent, ce qui revient à écrire :

$$\tau = \tau_a \cdot \tau_r \quad (\text{II-51})$$

Lorsque le rayonnement change de milieu de propagation, il subit au passage de l'interface appelée dioptre, une déviation en fonction de l'indice de réfraction n du milieu. Selon la loi de Descartes [8,10] on a :

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (\text{II-52})$$

Où n_1 et n_2 sont les indices de réfraction absolue des milieux de propagation, θ_1 et θ_2 sont les angles que font les rayons avec la normale au dioptre fig.(II-5).

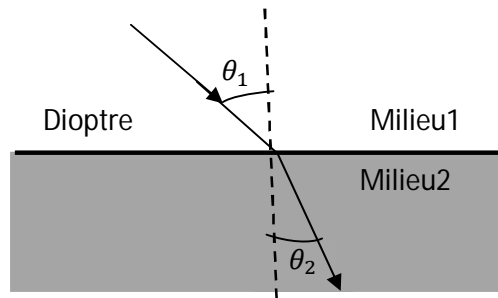


Figure. (II-5) : Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.

Le coefficient de réflexion peut être déterminé par la formule de **Fresnel** [8,10], tel que :

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2 (\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2 (\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2 (\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2 (\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{II-53})$$

Pour un rayonnement incident normal, on aura : $\rho = \left[\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right]^2$.

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

| Matériaux | Indice de réfraction |
|------------------|----------------------|
| air | 1 |
| verre | 1.526 |
| Polycarbonate | 1.6 |
| Polyméthacrylate | 1.45 |

Tableau(II-2) : Indices de réfraction communs des matières transparentes.

La couverture transparente d'un capteur solaire est généralement constitué d'une lame à faces parallèles, il s'agit donc de deux interfaces qui sont à l'origine des pertes optiques par réflexion. Pour un rayon d'intensité égale à unité, une fraction $(1 - \rho)$ pénètre dans le matériau tandis qu'une fraction ρ est réfléchi. la partie transmise se réfléchit à son tour et ne transmet donc qu'une fraction $(1 - \rho)^2$. Et ainsi de suite le coefficient de transmission τ_r s'écrit donc conformément à la figure (II-6).

$$\tau_r = (1 - \rho)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \rho^{2n} = \frac{1-\rho}{1+\rho} \tag{II-54}$$

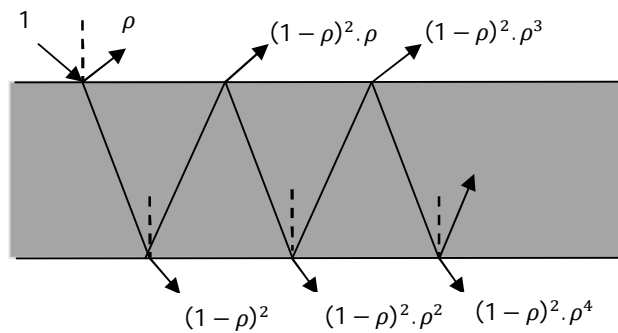


Figure.(II-6) : Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre.

Pour un système avec N couvertures, on aura [8] :

$$\tau_r = \frac{1-\rho}{1+(2N-1)\rho} \tag{II-55}$$

Le coefficient de transmission due à l'absorption du milieu est donnée par l'expression ci-après :

$$\tau_a = \exp(-k_e \cdot l) \tag{II-56}$$

Avec k_e est le coefficient d'extinction, l étant la longueur parcourue par le rayonnement dans le milieu (2) figure.(II-5).

| Matériau | Coefficient d'extinction |
|--|--------------------------|
| Verre solaire | 4 |
| Verre de la fenêtre typique | 30 |
| Verre de la protection du soleil absorbant | 130-270 |

Tableau(II-3). Coefficients d'extinction de certains matériaux transparents [10].

II.6.3- Surface absorbante :

Les surfaces absorbantes sont destinées à transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde sous forme d'énergie calorifique (chaleur). La fraction du rayonnement solaire incident qui est absorbé par le capteur est appelé facteur d'absorption solaire α (ou absorptivité) de la surface. Le complément de cette fraction correspond au facteur de réflexion solaire ρ (ou réflectivité), la plaque absorbante (absorbeur) est opaque, par conséquent le facteur de transmission solaire τ^* (ou transmissivité) est nul.

Le facteur d'émission infrarouge ε ou émissivité d'un corps, est la fraction d'énergie effectivement rayonnée rapportée à celle que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir.

L'émittance E d'une surface à la température T s'écrit :

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{II-56})$$

Où, σ est la constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

On appelle sélectivité, le rapport du facteur d'absorption solaire α sur le facteur d'émission infrarouge ε .

Le tableau suivant donne la sélectivité de quelques surfaces, sachant que c'est le revêtement qui compte : une surface d'un matériau donné mais revêtue d'une couche de peinture noire ou blanche n'aura pas le même comportement sur le plan des échanges radiatifs.

| <i>Etat de surface de différents matériaux</i> | α | ε | α / ε |
|--|----------|---------------|------------------------|
| cuivre poli | 0,25 | 0,02 | 12,5 |
| film plastique recouvert d'or | 0,30 | 0,03 | 10 |
| acier poli | 0,63 | 0,09 | 7 |
| aluminium anodisé | 0,80 | 0,14 | 5,71 |
| nickel brillant | 0,34 | 0,07 | 4,86 |
| aluminium poli | 0,10 | 0,04 | 2,5 |
| peinture noire (silicate) | 0,97 | 0,88 | 1,10 |
| peinture aluminium | 0,26 | 0,26 | 1 |
| acier sablé | 0,75 | 0,80 | 0,94 |
| SSM : Kapton aluminisé de 0,5 mm d'épaisseur | 0,36 | 0,52 | 0,69 |
| peinture blanche (silicate) | 0,14 | 0,90 | 0,16 |
| OSR | 0,11 | 0,83 | 0,13 |

Tableau II.4 : Caractéristiques radiatives de quelques surfaces [8].

La sélectivité est le rapport de l'absorptivité solaire α sur l'émissivité infrarouge ε . On cite en

particulier les OSR (Optical Solar Reflector) qui sont des miroirs en verre argenté ou aluminisé, et les SSM (Second Surface Mirrors), qui sont des films plastiques (polyamide ou en polyester) souples et métallisés (argent, aluminium).

II.6.4-Surface sélective

On dit qu'une surface est sélective, lorsqu'une couche mince déposée sur la surface donne à celle-ci la propriété de sélectionner les rayonnements reçus et émis. On réduit ainsi les déperditions thermiques. Il s'agit de surface dotée de propriétés particulières dans un domaine spectral déterminé, quant à la transmission, l'émission et l'absorption de rayonnement. Une surface sélective, a un pouvoir d'absorption élevé pour le rayonnement solaire visible, mais un pouvoir émissif faible vis-à-vis du rayonnement infrarouge.

La captation de l'énergie solaire nécessite à la surface de l'absorbeur des surfaces réceptrices noires, de faible émittance et d'absorbance solaire élevée. Il peut s'agir de peintures spéciales noires (Minnesota 3 M) [5] ou de revêtement électrochimique, tel que le chrome noir mat, ou encore l'oxyde de cuivre sur l'aluminium poli.

Pour faire acquérir les surfaces de captation au rayonnement solaires certaines propriétés optiques convenables, différentes méthodes sont utilisées :

- **Revêtement par peinture** : le coefficient d'absorption (α) est généralement bon : $\alpha > 0,90$; par contre, le coefficient d'émission (ε) est élevé : $> 0,70$.

Certaines peintures ont une émissivité égale à l'absorption.

- **Revêtement par électrodéposition** : ces revêtements de type chrome noir ou nickel noir sont performants.

Le coefficient d'absorption (α) est supérieur à 0,95

Le coefficient d'émission (ε) faible est inférieur à 0,15

Il faut cependant apporter un grand soin lors de l'application de ces produits pour éviter un phénomène de pelliculage dans le temps.

- **Par oxydation provoquée de l'absorbeur** : dans ce cas, il n'y a aucune déposition. L'oxydation de la matière est provoquée, soit par anodisation (procédure électrochimique), soit par traitement chimique (procédure par trempage).

Les caractéristiques d'absorption et d'émission (α et ε) sont au moins égales à celles des revêtements par électrodéposition.

Il est important de noter que le revêtement par électrodéposition ainsi que le traitement par oxydation provoquée sont des procédés de traitement des surfaces encore coûteux.

| <i>Surface sélective</i> | α | ε | α/ε |
|--|----------|---------------|----------------------|
| Chrome noir. | 0.93 | 0.10 | 9.3 |
| Nickel noir sur nickel poli. | 0.92 | 0.11 | 8.4 |
| Nickel noir sur le fer galvanisé. | 0.89 | 0.12 | 7.4 |
| CuO sur nickel. | 0.81 | 0.17 | 4.7 |
| Co ₃ O ₄ sur l'argent. | 0.90 | 0.27 | 3.3 |
| CuO sur aluminium. | 0.93 | 0.11 | 8.5 |
| CuO sur aluminium de l'anodized. | 0.85 | 0.11 | 7.7 |

Tableau II.5 : Propriétés de quelques surfaces sélectives [10].

II.7- Méthode de calcul d'un capteur solaire

On se place ici dans le cas où l'on dispose d'un capteur solaire plan dont on connaît les dimensions et les propriétés thermiques et optiques des différents éléments constitutifs. Le problème est de déterminer son rendement dans des conditions météorologiques données. Les inconnues du problème sont : T_p , T_v , U_L et η .

On utilise une méthode itérative :

- On fixe une valeur arbitraire « réaliste » de T_p et T_v
- On calcule les différents coefficients d'échange par convection et rayonnement puis le coefficient global de pertes U_L par l'une des relations (II-46) à (II-48)
- On calcule, F' , F_R et η par les relations (II-19) à (3.21), (II-28), (II-29) et (II-50)
- On calcule la puissance utile Q_u par la relation (II-27)
- On recalcule la température de l'absorbeur T_p : d'après le bilan énergétique (II-2) :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u$$

Avec, $Q_{sa} = (\tau_v \alpha_p) I_g$

$$Q_p = U_L (T_p - T_a)$$

Par conséquent la température de l'absorbeur serait déterminée par l'expression suivante

$$T_p = T_a + \frac{(\tau_v \alpha_p) I_g - Q_u}{U_L} \quad (\text{II.57})$$

- On recalcule T_v par résolution de l'équation (II-10)
- On calcule la température de sortie de fluide T_{fs} par les relations (II-25)

- On compare la valeur recalculée à la valeur de départ. Si la différence dépasse un critère de convergence à fixer (écart $> 0,05$ °C par exemple), on réitère la boucle de calcul en prenant comme valeur initiale la valeur recalculée. Sinon, on arrête le calcul en retenant les résultats de la dernière boucle effectuée.

Finalement, à partir de cette étude théorique, nous avons développé un algorithme assez simple que nous avons mis en évidence pour le calcul des paramètres géométriques, thermophysiques et optiques sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air qui est l'objectif de cette étude.