CHAPITRE 3 :

Modélisation et simulation numérique

MCours.com

Introduction :

La complexité de la simulation des dispositifs solaires à effet de serre résideprincipalement dans les bilans des différentes parties du dispositif lui-même, que ce soit pour la géométriechoisie ou pour les données des calculs. Cette difficulté a motivé de nombreuses approchesdifférentes, allant de la géométrie la plus simple [1] qui présente une simple conception, à la modélisation d'un dispositif solaire simple [2], [3] et [4].

Dans notre étude, nous avons conçuet expérimenté deux types de dispositifs solaires à effet de serre quisont un distillateur solaire simple et capteur solaire plan. Nous allons développer la modélisation de ses deux dispositifssolaires afin de prévoir leur comportement lorsqu'on fait varier les différents paramètres d'entrées et de sortie. Les températures des différents élémentsconstituants le système changent instantanément, et échangent de ce fait entre eux de la chaleurpar conduction, convection, rayonnement et évaporation.

Ainsi, nous essayerons d'expliquer les différentes étapes nécessaires pour développer la simulation numérique afin de comprendre ses différents changements et échanges thermiques au sein des dispositifs solaires, avec quelques exemples d'applications qui seront suivis par une comparaison avec les résultats expérimentauxdans le but d'approcher au mieux les performances thermiques des deux dispositifs solaires.

I. Bilan énergétique :

Dans un premier temps, on considérera le bilan énergétique dans un distillateur solaire et dans un deuxième temps dans un capteur solaire.

1.1 Distillateur solaire :

1.1.1 Les paramètres et caractéristiques de fonctionnement du distillateur solaire :

On peut classer les échanges qui influent sur le fonctionnement du distillateur comme suit: Les paramètres externes et les paramètres internes.

Échanges de chaleur à l'intérieur du distillateur :

- Echange de chaleur de l'eau entre l'absorbeur et la surface de condensation : L'eau reçoit de l'absorbeur un flux solaire ou de chaleur par convection naturelle et par conduction. L'eau cède un flux de chaleur par rayonnement et par convection naturelle aux surfaces de la condensation. Puisque il existe une évaporation, l'eau perd certain un flux de chaleur.

- Échange de chaleur entre la vitre et la surface d'eau : Les flux solaires incidents cédés par la nappe d'eau ne sont pas reçus intégralement par la surface de condensation. A cet égard et au cours du transfert, une partie est absorbée par l'atmosphère interne et les parois latérales. Les vitres reçoivent les flux incidents par convection naturelle, par rayonnement et par condensation de la vapeur d'eau.

Échange de chaleur entre la vitre et l'ambiance : Le milieu extérieur cède le flux de chaleur par rayonnement solaire à la vitre, dont une partie est réfléchie. La vitre cède au milieu extérieur le flux de chaleur par rayonnement et par convection naturelle.

1.1.2 Modélisation mathématique :

La théorie d'un distillateur solaire simple en forme de serre (**figure 1**) illustre les différents échanges de chaleur qui se produisent dans un distillateursolaire. Elle est fondée sur quatre bilans. En régime transitoire, les équations régissant le bilan thermique au niveau de chaque partie du distillateur, s'écrivent comme suit [5] :



Figure 1 : Bilan énergétique d'un distillateur solaire

Avant d'écrire le bilan thermique, on doit tenir des hypothèses simplificatrices suivantes :

- La température de chaque composant est uniforme,
- Transfert de chaleur est unidimensionnel,
- Le soleil est assimilé à un corps noir,
- La couverture est propre,
- La condensation se fait uniquement sur la couverture (il n'y a pas de condensation sur les parois latérales),
- La saumure est statique sur le bassin,
- Le bassin est étanche,
- La condensation de l'eau sur la couverture est homogène et continue (le verre possède une bonne mouillabilité),
- La concentration de la saumure n'intervient pas dans les transferts de chaleur et de masse à partir de et vers la saumure,
- Les propriétés physiques des matériaux sont considérées constantes,
- Les parois latérales sont supposées adiabatiques,
- La chaleur perdue par addition d'eau d'appoint et celle emportée par le distillat sont supposées négligeables.

Considérons une section quelconque du système à l'instant t, soit i l'un des milieux représentés dans cette section, i M sa masse en Kg, Cp_i sa chaleur spécifique en J/Kg.°C et sa température en °C.

Le bilan au nœud *i* donné par : P_i : Terme de puits.

$$M_i \times Cp_i \times \frac{dT_i}{dt} = \sum_{i=1}^n Q_{ij} + P_i \tag{1}$$

• Bilan du vitrage : La quantité de chaleur reçue par la vitre est évacuée par conductivité à traverscelle-ci, soit :

$$\succ \text{ Face extérieure : } \frac{M_{\nu}Cp_{\nu}}{2\times A_{\nu}}\frac{dT_{\nu e}}{dt} = \left(\frac{\lambda_{\nu}}{\delta_{\nu}}\right)(T_{\nu i} - T_{\nu e}) - Q_{r:\nu.e_ciel} - Q_{c:\nu_a} + \frac{P_{\nu}}{2}$$
(2)

> Face intérieure :
$$\frac{M_{\nu}Cp_{\nu}}{2\times A_{\nu}}\frac{dT_{\nu,i}}{dt} = \left(\frac{\lambda_{\nu}}{\delta_{\nu}}\right)(T_{\nu i} - T_{\nu e}) - Q_{r:e_{\nu},i} - Q_{c:e_{\nu},i} + Q_{e\nu ap} + \frac{P_{\nu}}{2}$$
(3)

 $Q_{r:e v.i}$: Flux thermique par rayonnement entre le film d'eau et le vitrage,

 $Q_{c:e v.i}$: Flux thermique par convection entre le film d'eau et le vitrage,

 Q_{evap} : Flux thermique par évaporation-condensation entre le film d'eau et le vitrage,

 $Q_{r:v.e_ciel}$: Flux thermique perdu par la vitre par rayonnement vers l'extérieur,

 $Q_{c:v a}$: Flux thermique perdu par convection par la vitre vers l'extérieur,

 λ_v : Conductivité thermique de la vitre, δ_v : Épaisseur de la vitre.

• Bilan de la saumure :
$$\frac{M_e C p_e}{A_e} \frac{dT_e}{dt} = Q_{c:b_e} - Q_{c:e_v} - Q_{evap} - Q_{r:e_v.i} + P_e$$
(4)

 $Q_{c:b\ e}$: Flux thermique par convection entre le fond du bac et le film d'eau.

• Bilan du bassin inférieur : $\frac{M_b C p_b}{A_b} \frac{dT_b}{dt} = P_b - Q_{c:b_e} - Q_{cd:b_iso.i}$ (5)

 Q_{cd} : Flux thermique perdu par conduction du bac.

• Bilan de l'isolant : Pour réduire les pertes de chaleur à travers la base, nous utilisons un isolant thermique. Le côté intérieur du distillateur reçoit la chaleur perdu de l'absorbeur et le coté extérieur cède de la chaleur vers l'extérieur par rayonnement et par convection.

> Face intérieure :
$$\frac{M_i C p_i}{2 \times A_i} \frac{dT_{iso.i}}{dt} = Q_{cd:b_iso.i} - \frac{\lambda_i}{\delta_i} (T_{iso.i} - T_{iso.e})$$
(6)

 $Q_{cond.b.i}$: Flux thermique par conduction entre le bac et l'isolant thermique.

> Face extérieure :
$$\frac{M_i C p_i}{2 \times A_i} \frac{dT_{iso.i}}{dt} = \frac{\lambda_i}{\delta_i} (T_{iso.i} - T_{iso.e}) - Q_{r:iso-soll} - Q_{c:iso-a}$$
(7)

• Le débit du condensât :
$$\frac{dM_c}{dt} = h_{evap} \frac{T_e - T_v}{L_v}$$
(8)

 M_c : Masse du condensât, L_v : Chaleur latente de vaporisation, T_e : Température de l'eau et T_v : Température de la vitre.

• Expression des différents coefficients de transfert de chaleur : Les expressions pour les divers termes des équations données ci-dessus sont :

> Par rayonnement eau-vitre : $Q_{r:e_v} = h_{r.e_v}(T_e - T_{v.i})$ (9)

 $h_{r.e_v}$ est le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le film d'eau et la vitre et est donnée par : $h_{r.e_v} = \varepsilon_{eff} \times \sigma \times (T_e^2 - T_{v.i}^2) \times (T_e - T_{v.i})$ (10)

$$\varepsilon_{eff}$$
 est l'émissivité effectif donnée par : $\varepsilon_{eff} = \left[\frac{1}{\varepsilon_e} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1\right]^{-1}$ (11)

 σ : Constante de Steffan Boltzmann, ε_e : Émissivité de l'eau et ε_v : Émissivité de la vitre.

> Par convection eau-vitre : $Q_{c.e_v} = h_{c.e_v}(T_e - T_{v.i})$ (12)

 $h_{c.e v}$ est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le film d'eau et le vitrage

[6] donné par :
$$h_{c.e_v} = 0.884 \left[T_e - T_{v.i} + \frac{(p_e - p_v)(T_{v.i} + 273.15)}{268.9 \cdot 10^3 - p_e} \right]^{1/3}$$
 (13)

 p_e : Pression de vaporisation en T_e , p_v : Pression de vaporisation à la température $T_{v.i.}$

> Par évaporation : $Q_{evap} = h_{evap}(p_e - p_{v.i})$ (14)

 h_{evap} est le coefficient de transfert de chaleur par évaporation-condensation entre le film d'eau et le vitrage [7] donné par : $h_{evap} = 16.273 \cdot 10^3 h_{c.e_v} \frac{(p_e - p_{v.i})}{(T_e - T_{v.i})}$ (15)

La pression de la vapeur d'eau est estimée par la relation suivante [8] :

$$P = 133.32 \exp\left(18.6686 - \frac{4030.1824}{T + 273.15}\right) \tag{16}$$

D'autre part, **KAMAL** [9] propose un polynôme du troisième degré en fonction de la température : $P = 0.148 \times T - 0.3652 \times 10^{-2} \times T^2 + 0.11242 \times 10^{-3} \times T^3$ (17) > Par rayonnement vitre-ambiance : $Q_{r.v_ciel} = h_{r.v_ciel}(T_{v.e} - T_{ciel})$ (18) $h_{r.v_ciel}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement par la vitre vers l'extérieur.

$$h_{r.v_{ciel}} = \varepsilon_v \times \sigma \times (T_{v.e}^2 - T_{ciel}^2) \times (T_{v.e} - T_{ciel})$$
(19)

 T_{ciel} : Température du ciel donnée par : $T_{ciel} = T_a - (6ou12)$ La température du ciel est donnée par la relation approximative [10]:

$$T_{ciel} = 0.0552 (T_a)^{1.5} \tag{20}$$

> Par convection vitre-ambiance :
$$Q_{c.v_a} = h_{c.v_a}(T_{v.e} - T_a)$$
 (21)

 $h_{c.v_a}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre la vitre et l'extérieur.

Le coefficient d'échange par convection entre la face externe de la vitre et l'air est donné par la relation suivante [11]: $h_{c.v.a} = 5.7 + 3.8 \cdot V$ (22)

► Par convection bassin-eau : $Q_{c.b-e} = h_{c.b-e}(T_b - T_e)$ (23)

 $h_{c.b-e}$ est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le fond du bac et le film d'eau donné par : $h_{c.b-e} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{I}$ (24)

Dans ce type de problème, les corrélations expérimentales aboutissent à desrelations de la forme : $Nu = c(Gr Pr)^n$ (25)

155

Avec *Gr est le Nombre de GRASHOF*, *Pr Nombre de PRANDL,c* et *n* sont des constantes dépendant de la géométrie du système et de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent).

De plus, on a :
$$Pr = \frac{\mu_e \cdot Cp_e}{\lambda_e} \ et \ Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \rho^2 \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\mu^2}$$
(26)

Avec : β est le coefficient d'expansion volumétrique de l'eau en (K^{-1}) , L est la longueur du bac absorbant en (m), ρ est la masse volumique de l'eau en (Kg/m³), g est l'accélération en (m^2/s) et μ est la viscosité dynamique en (Kg/m.s).

- Si $Gr < 10^5 \Rightarrow Nu = 1$ alors l'échange thermique entre la saumure et le bac absorbant se fait uniquement par conduction.

- Si $10^5 < Gr < 2 \times 10^7 \Rightarrow Nu = \frac{\lambda_e}{L} 0.54 \times (Gr Pr)^{0.25}$

- Si
$$Gr > 2 \times 10^7 \Rightarrow Nu = 0.14 \times (Gr Pr)^{0.3}$$

Les pertes thermiques du bassin par conduction thermique à travers l'isolation sont données comme suit : $Q_{cd:b_iso.i} = K_b \times (T_b - T_{iso.i})$ (27)

 T_b : Température du bac et $T_{iso.i}$: Température de l'isolant,

Avec : $K_b = \frac{\lambda_b}{\delta_b}$ où λ_b : Conductivité thermique du bac et δ_b : Épaisseur du bac.

- > Par conduction Isolant bassin : $Q_{cd.iso.i_b} = \frac{\lambda_b}{\delta_b} (T_b T_i)$ (28)
- > Par conduction à travers l'isolant : $K_i = \left(\frac{\delta_{soi}}{\lambda_{iso}}\right) \times (T_{iso.i} T_{iso.e})$ (29)
- λ_{iso} : Conductivité de l'isolant, δ_{soi} : Épaisseur de l'isolant.
- > Par convection entre l'isolant et l'extérieur : $Q_{c.iso.i_a} = h_{c.iso.i_a} (T_{iso.e} T_a)$ (30)

Tiso.e: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'isolant et l'airextérieur.

Par rayonnement entre l'isolant et le sol :

$$h_{r.e_v} = \varepsilon_{iso} \times \sigma \times (T_{sol}^2 - T_{iso.e}^2) \times (T_{iso.e} - T_{soli})$$
(31)

• Calcul des puissances absorbées par les différents composants dudistillateur :

➢ Puissance absorbée par la vitre : Pour un distillateur simple à effet de serre la puissance absorbée et donnée par la relation suivante [12] : $P_v = I_D \cdot \alpha_{vD} + I_d \cdot \alpha_{vd}$ (32) Où α_{vD} et α_{vd} sont les coefficients d'absorption pour respectivement le rayonnement direct et le rayonnement diffus. α_{vD} est calculé comme suit [13] : $\alpha_{vD} = 1 - R_D - \tau_D$ (33) Avec τ_D : Coefficient de transmission global du rayonnement direct, il est calculé par la relation suivante : $\tau_D = \rho_r \cdot \alpha_a$

 $\rho_r: \text{Coefficient de transmission dû à la réflexion donné par :} \qquad \rho_r = \frac{(1-R_D)}{(1+R_D)}$ (34) $\alpha_a: \text{Coefficient de transmission dû à l'absorption donné par :} \qquad \alpha_a = exp\left(\frac{-K_v \cdot \delta_v}{\cos(\theta)}\right)$ (35)

Où K_v : Coefficient d'extinction du verre $[m^{-1}]$, δ_v : Épaisseur de la vitre [m],

 R_D : Caractéristique de la réflectivité de la vitre, il est donné par : $R_D = \left(\frac{R_N + R_P}{2}\right)$ (36)

Avec $R_N = \left(\frac{\sin^2(\theta-i)}{\sin^2(\theta+i)}\right) et R_P = \left(\frac{\operatorname{tg}^2(\theta-i)}{\operatorname{tg}^2(\theta+i)}\right)$

Tel que θ : Angle de réfraction du rayon au niveau de la vitre. i et θ sont reliés par la relation de **SNELL-DESCARTES** suivante : $n_1 \times \sin(i) = n_2 \times \sin(\theta)$ (37)

Où n_1 : indice de réfraction absolue du milieu traversé par le rayon incident,

 n_2 : Indice de réfraction absolue du milieu traversé par le rayon réfracté.

Le coefficient d'absorption pour le rayonnement diffus se calcule comme étant celui du rayonnement direct avec un angle d'incidence [14] égal à $i = 60^\circ$: $\alpha_{vd} = 1 - R_d - \tau_d$ (38)

➢ Puissance absorbée par la nappe d'eau : $P_e = I_D \cdot \alpha_{eD} + I_d \cdot \alpha_{ed}$ (39) $\alpha_{eD} et \alpha_{ed}$ sont respectivement les coefficients d'absorption de la saumure pour le rayonnement direct et le rayonnement diffus tel que : $\alpha_{eD} = I_D [\alpha_e + \tau_e \cdot \alpha_b]$ (40)

Avec α_e : Coefficient d'absorption de la saumure (constant),

 τ_e : Coefficient de transmission de la saumure donné par $\tau_e = \alpha_e - R_e$

 R_e : Coefficient de réflexion de la saumure, il se calcule par la relation :

$$R_e = \left(\left(\frac{\sin^2(\theta - i)}{\sin^2(\theta + i)} \right) + \left(\frac{\operatorname{tg}^2(\theta - i)}{\operatorname{tg}^2(\theta + i)} \right) \right)$$
(41)

Où θ est l'angle de réfraction calculé selon la relation : $\theta = \arcsin\left[\left(\frac{n_1}{n_3}\right)\sin(i)\right]$ (42)

Où n_1 : Indice de réfraction de l'air, n_3 : Indice de réfraction de la saumure,

 α_b : Coefficient d'absorption du bac absorbant.

Le coefficient d'absorption pour le rayonnement diffus α_{ed} varie par rapport à α_{eD} .

➢ Puissance absorbée par le bac absorbant : Si α_b est le coefficient d'absorption du bac absorbant, on déduit la puissance P_b: $P_b = α_b \frac{(I_D × τ_D) + (I_d × τ_d)}{1 - (1 - α_b) × R_d}$ (43)

1.1.3 Simulation numérique :

Le programme informatique élaboré est écrit en Langage Fortran. Il contient essentiellement un programme principal, sept subroutines et deux sousprogrammesfunctions. L'exécution de ce programme permet de calculer les différents flux de chaleur échangés (convection, rayonnement, évaporation, conduction), la variation des températures des éléments du distillateur, le taux decondensat, l'efficacité globale et interne du distillateur et le facteur de performance. Les sous programmes functions sont réalisés pour calculer l'éclairement solaire en fonction du temps et les subroutines permettent de calculer la température de la vitre, la température de l'eau, la température du bac absorbant, la température de l'isolant, le taux de condensat, la pression de saturation et l'efficacité globale et interne. Avant le lancement du programme, on donne les données météorologiques, telles que les températures initiales (vitre, eau, bassin et isolant), l'éclairement solaire, la vitesse du vent, la latitude avec les temps initial et final et les propriétés physiques telles que l'absorptivité, la réflectivité, la transmitivité et l'émissivité de la vitre et de l'eau et du bac absorbant, etc. L'implémentation détaillée est réalisée par un programme qui charge les données météorologiques et physiques. Le programme principal prend les valeurs initiales et appelle la subroutine Rung-Kutta, il calcule les températures des différentes parties du distillateur. Puis, il calcule le flux global incident, les différents flux (convection, rayonnement, évaporation, conduction), les différents coefficients d'échange de chaleur, les pertes de chaleur, la masse du condensat, l'efficacité globale, l'efficacité interne et le facteur de performance à l'aide des subroutines pour chaque constituant. Par la suite, il détermine les pressions de saturation et le facteur de performance. Nous présenterons ci-dessous, l'organigramme principal correspondant à cette modélisation et ceux des subroutines de calcul des différents paramètres.





Figure 2 : Organigramme principale





Figure 3 : Organigramme des subroutines

Nous présenterons les résultats de cette simulation numérique dans le chapitre 4.

1.2 Capteur solaire :

Un capteur solaire est défini comme tout système recevant l'énergie solaire et la transformant en une énergie utile. Il 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. 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 mm) tout en ayant ne émissivité la plus faible possible dans le domaine de l'infrarouge correspondant au rayonnement de l'absorbeur (longueurs d'onde supérieures à 2,5 mm). De tels revêtements sélectifs sont réalisés par dépôt chimique ou par traitement électrochimique de la surface absorbante.

1.2.1 Paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solaires :

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

- Les paramètres externes : Il y a le paramètre d'ensoleillement (éclairement énergétique dû au rayonnement global, position du soleil, durée d'insolation), la température extérieure sèche, la vitesse du vent sur le capteur.

- Les paramètres internes : Comme paramètres internes, il y a :

➢ Paramètres géométriques : Ils se spécifient par le paramètre de position (inclinaison, orientation du capteur), la superficie du capteur qui représente un paramètre important, la dimension des différentes parties du capteur(épaisseur, longueur et largeur).

Paramètres de fonctionnement : C'est 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.

1.2.2 Paramètres de performance des capteurs solaires :

L'énergie utile Q_c délivrer par un capteur solaire plan de surface A (en négligeant les effets transitoires) est donnée par [15] : $Q_c = A_c \cdot F \cdot [G \cdot \eta_0 - U_m \cdot (T_{cm} - T_a)]$ (44)

 U_m : Cœfficient globale de perte de chaleur du capteur [W/m²°C], T_{cm}: Température moyenne du fluide dans le capteur [°C], T_a: Température ambiante [°C], G: Intensité des radiations solaire dans le plan du capteur [W/m²], *F*': Facteur d'efficacité du capteur, η_0 : Efficacité optique donné par la relation suivante : $\eta_0 = \tau \cdot \alpha$.

Cependant, la température T_{cm} n'est pas connue alors l'équation précédente est remplacée par l'équation [16] : $Q_c = A_c \cdot F_R \cdot \left[G \cdot \eta_0 - U_m \cdot (T_{fe} - T_a)\right]$ (45)

 T_{fe} : Température d'entrée du fluide dans le capteur [°C]

 F_R : Facteur caractérisant les pertes thermiques 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 [16] :

$$\frac{F_{R}}{F'} = \frac{\left(m \cdot C_{P}\right)_{c}}{A_{c} \cdot U_{m} \cdot F'} \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-A_{c} \cdot U_{m} \cdot F'}{\left(m \cdot C_{P}\right)_{c}}\right)\right]$$
(46)

m_c: Débit de fluide passant à travers le capteur [Kg/s]

 C_P : Coefficient spécifique de transfert de chaleur du fluide [W/m²°C]

L'avantage d'utilisé l'équation HWB (Équation 45) par rapport à l'équation (Équation 44) est que la température d'entrée du fluide (T_{fe}) est généralement connu ou spécifiée au contraire de (T_{cm}) . La spécification de $F_R \cdot \eta_0$ et $F_R \cdot U_m$ permet d'estimée Q_c avec les variations des conditions climatiques. L'énergie globale captée par le fluide passant à travers le capteur est [17] : $Q_c = m \cdot C_P \cdot (T_{c0} - T_{fe})$ (47)

A partir de laquelle la température de sortie du fluide T_{c0} peut être calculée.

MCours.com

Les paramètres de performances des capteurs plans $F_R \cdot \eta_0$ et $F_R \cdot U_m$ peuvent être calculés théoriquement à 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 incidentes dans le plan du capteur. L'efficacité instantanée du capteur sous radiations solaires normales est [17] :

$$\eta_c = \frac{Q_c}{A_c \cdot G} \tag{48}$$

$$\eta_{c} = \frac{m \cdot C_{P} \cdot (T_{c0} - T_{fc})}{A_{c} \cdot G}$$

$$\tag{49}$$

$$\eta_c = F_R \cdot \eta_n - F_R \cdot U_m \frac{\left(T_{fe} - T_a\right)}{G}$$
(50)

A partir des données des essais, les valeurs de η_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 $F_R \cdot \eta_n$ et $F_R \cdot U_m$ peuvent être déduites [18]. Le rendement est maximum au point A. L'intersection de la courbe d'efficacité avec l'axe des Y donne $\eta_0 = F_R \cdot \eta_n = A$, et l'intersection de la courbe d'efficacité avec l'axe des X donne la valeur B qui permet d'estimer $F_R \cdot U_m = \frac{A}{B}$. Le rendement décroît linéairement suivant AB, lorsque le quotient $\frac{(T_{fe} - T_a)}{G}$ croit.



Figure 4 : Caractéristiques et fonctionnement des capteurs solaires plans

Cette décroissance est d'autant plus accentuée que U_m est grand, U_m est de nature 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 ($F_R \cdot \eta_n$ et $F_R \cdot U_m$ connus) le rendement est d'autant plus grand que $\Delta T = (T_{fe} - T_a)$ est petit et G est grand.

1.2.3 Transfert thermique dans les capteurs solaires :

Les capteurs solaires ont un bilan énergétique qui fait intervenir des pertes par rayonnement, convection et conduction. La connaissance de ces phénomènes est donc nécessaire pour établir, prévoir ou améliorer le bilan thermique. Les applications de mise en forme et l'amélioration des qualités d'un capteur solaire, nécessitent la prédiction des pertes thermiques au sein de ce dernier ; la détermination des pertes tient compte à son tour des différents échanges thermiques existants (**Figure 5**).





Les ouvrages généraux sur les capteurs solaires proposent des bilans énergétiques, sans préciser la nature de leur étude (expérimentation, simulation numérique ou étude théorique). De plus, ces références précisent rarement les caractéristiques du système étudié (sélectivité de l'absorbeur, épaisseur d'isolant, couverture, ...). C'est pourquoi, ces résultats sont à prendre avec précaution et surtout à titre indicatif. Ainsi, on peut citer le travail de Cardonnel [19], qui propose un bilan (figure 6) sans préciser les hypothèses d'obtention de ces valeurs. Les auteurs s'accordent à dire que les pertes latérales et arrières restent négligeables devant les pertes thermiques face avant du capteur qui demeurent les plus importantes ; on appelle

face avant, la partie du capteur orientée vers le ciel entre l'absorbeur et l'extérieur.



Figure 6 : Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré [19]

➤ Pertes thermiques vers l'avant du capteur : Ces pertes peuvent être scindées en deux parties, les pertes entre la vitre et l'extérieur et lespertes entre l'absorbeur et la vitre.

- Pertes entre la vitre et l'extérieur : La vitre est soumise à un échange convectif avec l'air ambiant d'une part et un échange radiatif avec la voute céleste d'autre part.

Pertes convectives : Aux échanges par convection naturelle, on peut ajouter des échanges par convection forcée, pour la prise en compte du vent dans le cas du transfert convectif externe. Les corrélations utilisées pour quantifier les échanges par convection forcée sont très nombreuses et un aperçu sur certaines de ces corrélations est donné dans le **tableau 3.1**.

Auteurs	Equation	Validité
Incorpera [21] Convection forcée	$Nu_L = 0.66 \cdot \text{Re}_L^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}$	Régime laminaire
Incorpera [21] Convection naturelle	$Nu_{L} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_{L}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(0,492/\text{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^{2}$	Pour tous les régimes
Incorpera [21] Convection mixte	$Nu_L = \sqrt[3]{Nu_{forced}^3 + Nu_{natural}^3}$	
Onur[28]	$Nu_L = 0.568 \cdot \mathrm{Re}^{0.524}$	Inclinaison 30° du toit
Sparrow [24-25]	$h_{W} = \frac{0.86 \cdot \rho \cdot C_{P} \cdot W}{\Pr^{2/3} \cdot \operatorname{Re} \frac{1}{2}}$	2.10 ⁴ <re< 9.10<sup="">4 4.5< w < 24m/s</re<>
McAdams[22]	$h_W = 5,7 + 3,8 \cdot W$ $h_W = 6,47 \cdot W^{0.78}$	W < 5m / s $W > 5m / s$
Watmuff [23]	$h_W = 2,3 + 3 \cdot W$ $h_W = 2,8 + 3 \cdot W$	$0 < W < 7m/s$ $W \le 5m/s$
Kumar[26]	$h_W = 10,03 + 4,687 \cdot W$	0 <w<4m s<="" td=""></w<4m>
Sharples[27]	$h_W = 8,3 + 2,2 \cdot W$ Direction du vent $h_W = 6,5 + 3,3 \cdot W$ (i=0°et i=90°)	0.8 <w<6.5m s<="" td=""></w<6.5m>
Test [29-30]	$h_W = 8,55 + 2,56 \cdot W$	

Tableau 3.1 : Différentes corrélations sur les échanges par convection forcée

La corrélation qui a été largement utilisée dans les capteurs solaires est celle suggérée par Jurges pour une surface verticale de 0,5 x 0,5 m² et référencée par Macadams [22] et Duffie & Beckman [20]. Elle est de la forme :

$$h_{V1-a} = 5,7 + 3,8 \cdot W \tag{51}$$

Où W est la vitesse du vent.

Selon Duffie **[20]** l'équation (51) n'est pas adaptée pour de longueurs de plaque supérieures à 0,5 m malgré cela elle est souvent appliquée à des capteurs solaires plans de plus de 0,5 m, en raison de l'absence d'une équation fiable.

Watmuff et al. **[23]** ont suggéré que probablement dans cette relation (51) l'effet du rayonnement est inclus, pour cette raison ils ont proposé l'expression suivante, qui a également été utilisée pour les capteurs solaires : $h_{V1-a} = 2,8+3 \cdot W$ (52)

Dans les conditions réelles, la vitesse instantanée ainsi que la direction de l'air varient rapidement, ces corrélations sont alors fortement imprécises mais faute de mieux, elles restent très utilisées.

Pertes radiatives : La densité de flux de chaleur échangée par rayonnement entre le vitrage et l'air ambiant est donnée par l'équation :

$$Q_{rad(V1-C)} = \mathcal{E}_V \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \left(T_V^4 - T_C^4\right)$$
(53)

Où ε_v est l'émissivité de la vitre, σ est la constante de Stéphan-Boltzmann, T_v est la température de la vitre et T_c la température du ciel.

En linéarisant les températures, la densité de flux peut s'écrire :

$$Q_{rad(V1-C)} = h_{rVe} \cdot \left(T_V - T_{amb}\right) \tag{54}$$

Où
$$h_{rVe} = \varepsilon_V \cdot \sigma \cdot (T_{ciel} + T_V) \cdot (T_{ciel}^2 + T_V^2) \cdot \frac{(T_V - T_{ciel})}{(T_V - T_{amb})}$$
(55)

La température du ciel qui correspond à la température de la voûte céleste est donnée en fonction de la température ambiante Ta. Plusieurs corrélations permettent de l'évaluer, la plus utilisée est celle donnée par Swinbank [32] telle que : $T_c= 0,0522 (T_{amb})^{1,5}$. Ensuite, ces mêmes auteurs [21-32] ont fait une mise à jour de l'expression de la température du ciel.

D'autres corrélations sont obtenues pour différentes conditions, dans les cas, d'un ciel nuageux, un ciel clair, etc. EN [**31**] et Swinbank [**32**] utilisent la température ambiante (T_a) pour calculer la température du ciel, Bliss [**33**] et Berdahl et al. [**34**] utilisent la température de rosée (T_{dp}), Brunt [**35**] et Aubinet [**36**] utilisent la pression de la vapeur d'eau (P_d) et l'indice de limpidité du ciel (K_0 = G/G₀ : rapport entre l'irradiation solaire horizontale globale G et l'irradiation solaire incidente G₀). Toutes ces corrélations sont résumées dans le **tableau 3.2**.

Auteurs	Equation	Validité
EN 6946[31]	$T_c = T_{amb}$	Ciel nuageux
Swinbak[32][20]	$T_{c} = 0.0522 \cdot (T_{amb})^{1.5}$ $T_{c} = 0.037536 \cdot (T_{amb})^{1.5} + 0.32 \cdot T_{a}$	Ciel clair
Bliss[33]	$T_c = T_{amb} \cdot \left(0,8004 + 0,00396 \cdot T_{dp}\right)^{\frac{1}{4}}$	
Berdahl et al. [34]	$T_c = T_{amb} \cdot \left(0,711 + 0,0056 \cdot T_{dp} + 0,0000737 \cdot T_{dp}^2\right)^{\frac{1}{4}}$	Ciel clair
Aubinet[36]	$T_c = 94 + 12, 6 \cdot \ln(p_d) - 13 \cdot K_0 + 0,341 \cdot T_{amb}$	

Tableau 3.2 : Différentes corrélations sur les échanges radiatifs

 $T_{dp} \text{ est calculée en utilisant l'équation de Berger [37]}: \qquad T_{dp} = \frac{5179,25}{20,519 - \ln\left(\frac{760 \cdot pd}{101325}\right)}$

(101325)

 p_d est donnée par humidité relative produite à air ambiant et la pression saturée de la vapeur

d'eau
$$(p_d^{"})$$
 à température ambiante T_{amb} [36] :
$$T_{dp} = \frac{51/9,25}{20,519 - \ln\left(\frac{760 \cdot p_d}{101325}\right)}$$
(57)

- Pertes entre l'absorbeur et la vitre :

Pertes convectives : Avant de décrire le transfert thermique dans le capteur, on va d'abord donner un petit aperçu sur la convection dans les cavités confinées inclinées. Dans les cavités fermées inclinées, le mouvement de la couche fluide apparaît dès qu'il y a présence d'un gradient de température à l'intérieur. Un mouvement de base unicellulaire et bidimensionnel caractérisé par un courant ascendant le long de la paroi inférieure, chaude, et descendant le long de la paroi supérieure, froide, prend forme. Dans la zone centrale, le transfert se fait essentiellement par conduction, le phénomène de la convection n'affecte que les extrémités de la cellule. A ce régime et avec l'augmentation du nombre de Rayleigh des rouleaux longitudinaux se forment et instaurent un régime à caractère tridimensionnel. Lorsqu'on continue d'accroître le nombre de Rayleigh, il peut apparaître dans la couche fluide des phénomènes instationnaires qui précèdent le passage à la turbulence.

Calcul du transfert convectif : Le calcul du coefficient d'échange par convection naturelle, h_{cV}, a fait l'objet de nombreuses études expérimentales. Celles-ci ont établi des expressions valables sous certaines hypothèses. Parmi ces corrélations, celle de Hollands et al. **[38]** est largement utilisée. Elle traite la convection naturelle pour une lame d'air dans une cavité inclinée, chauffée par le bas. Cette corrélation est valable pour $1708 \le Ra \cdot \cos \alpha \le 5 \cdot 10^4$ et $15^\circ \le \alpha \le 60^\circ$ (α est l'inclinaison de la cavité) :

$$\overline{Nu} = 1 + 1,44 \cdot \left[1 - \frac{1708 \cdot (\sin 1.8\alpha)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \alpha} \right] \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \alpha} \right] \cdot \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \alpha}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]$$
(58)

168

(56)

Pertes radiatives : La densité de flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur

et le vitrage s'écrit :
$$Q_{rad(aV-2)} = h_{rad(aV-2)} \cdot \left(T_{abs} - T_{V2}\right) = S \cdot \sigma \cdot \frac{\left(T_{abs}^{4} - T_{V2}^{4}\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{V2}} - 1}$$
(59)

Avec :

$$h_{rad(aV-2)} = \frac{\sigma \cdot (T_{abs} + T_{V2}) \cdot (T_{abs}^2 + T_{V2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{V2}} - 1}$$
(60)

Le coefficient globale des pertes avant U_{av} sera alors donné par :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cVe} + h_{rVe}} + \frac{1}{h_{cav} + h_{rav}}}$$
(61)

Pertes thermiques vers l'arrière du capteur : Les pertes arrière sont peu importantes devant les pertes avant. En effet, le capteur étant généralement bien isolé à l'arrière.
L'expression permettant d'évaluer le coefficient d'échange est donnée par :

$$U_{arr} = \frac{K_{is}}{E_{is}} \tag{62}$$

Où : K_{is} est la conductivité thermique de l'isolant et E_{is} est son épaisseur.

A ces pertes peuvent se rajouter les pertes thermiques latérales mais qui restent relativement faibles à celles des pertes arrières car la surface latérale est peu importante :

$$U_{lat} = \frac{K_{is}}{E_{is}} \cdot \frac{A_{lat}}{A_c}$$
(63)

Où :U_{lat} est la surface des parois latérales et A_c est la surface du capteur.

Le coefficient des pertes thermiques globales vers l'extérieur U_t est la somme des trois coefficients déterminés ci-dessus : $U_t = U_{lat} + U_{arr} + U_{av}$ (64) **Bilan thermique d'un capteur solaire :** Le bilan thermique en régime stationnaire d'un capteur solaire exprime que la puissance absorbée ($\tau \alpha$ G) se répartit entre la puissance utile

$$P_u$$
 et les pertes thermiques P_p , ainsi on peut écrire : $\tau \alpha G = P_u + P_p$ (65)

Avec τ le facteur de transmission du vitrage et α le facteur d'absorption de l'absorbeur.

Si l'on considère que le capteur est à une température T_c et que l'environnement est à une température T_a , alors P_p sera donnée par : $P_p = U_t \cdot (T_c - T_a)$ (66)

Si le fluide caloporteur rentre dans le capteur avec un débit massique \dot{m} à une température T_e et sort à une température T_s , la puissance utile P_u est : $P_u = \dot{m} \cdot C_P \cdot (T_s - T_e)$ (67) Où C_P est la chaleur spécifique du fluide caloporteur.

Le rendement du capteur η est défini comme étant le rapport entre la puissance utile et la puissance incidente, soit : $\eta = \frac{P_u}{S \cdot G}$ (68)

169

Bien entendu, en régime transitoire il faut rajouter dans le bilan la puissance stockée pour amener la température du capteur au régime permanent.

1.2.4 Modélisation mathématique :

Dans cette étude on s'intéresse à la partie avant d'un capteur plan, la chaleur provient des rayons solaires qui passent à travers la vitre du système et sont absorbés par la face interne de la paroi placée sur la face opposée (l'absorbeur). La géométrie spatiale considérée est illustrée sur la **figure 7**. Il s'agit d'une cavité parallélépipédique constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales isolantes, inclinée d'un angle $\alpha = 45^{\circ}$, d'épaisseur e, de longueur L et de largeur l. La longueur L est fixée à 1 m, la largeur prend les valeurs 0,2 m et 0,1m et l'épaisseur de la lame d'air quiprend des valeurs égales à H = 1 - 0,7 - 0,6 - 0,5 cm. L'épaisseur du verre étant e_v= 4 mm. La face inférieure est soumise à un flux de chaleur constant. Ce flux de chaleur simule l'énergiereçue par le rayonnement solaire sur une face d'épaisseur négligeable.



Figure 7 : Configuration géométrique du modèle 3D domaine d'étude

➢ Equations gouvernantes :La convection naturelle est régie par trois équations : l'équation de conservation de la masse, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de conservation de l'énergie. Ces équations s'écrivent comme suit :

- L'équation de continuité : $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} = 0$ (69)

$$\frac{\partial r}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u = 0 \tag{69}$$

- Les équations de la quantité de mouvement :
$$\rho \cdot \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} \vec{u} = -\vec{\nabla}p + \vec{\nabla}\vec{\tau} + \rho \vec{g}$$
 (70)

 $\vec{\tau}$: Tenseur des contraintes de viscosité du fluide défini par : $\vec{\tau} = 2\mu \overline{D} - v_v \vec{\nabla} \vec{u} I_d$ (71)

Où I_d est le tenseur identité, μ est la viscosité dynamique du fluide et v_v est la viscosité de volume, généralement négligeable (la viscosité de volume ne peut avoir d'effet pour les écoulements incompressibles).

$$\overline{\overline{D}} \text{ est le tenseur des taux de déformation, défini par : } \overline{\overline{D}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\overline{\nabla} \vec{u} + \overline{\nabla}^t \vec{u}\right).$$

- L'équation d'énergie :

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho U \vec{u} = -\vec{\nabla} \vec{q} + \vec{\tau} : \vec{\nabla} \vec{u} - p \vec{\nabla} \cdot \vec{u}$$
(72)

U : Energie interne massique [J /kg], u : vitesse du fluide [m/s]

 $-\vec{\nabla}\vec{q}$: Densité du flux de chaleur fourni au système

 $-p\vec{\nabla}\cdot\vec{u}$: Puissance des forces de viscosité

$\overline{\tau}$: $\nabla \vec{u}$: Puissance des forces de viscosité

Equations de transfert et hypothèses simplificatrices : Pour une formulation simple du problème, nous avons considéré l'approximation de Boussinesq. Elle suppose que le fluide est incompressible mais il conserve bien entendu le terme de poussée d'Archimède « le moteur de la convection » directement lié à la dilatation ou à la contraction thermique du fluide. On suppose donc que la variation de la densité n'est prise en compte que dans le terme généralisé de la convection naturelle soit le terme $\rho \vec{g}$ de l'équation de Navier Stokes du fluide. Ainsi, $\rho = \rho_0$ sauf pour : $\rho \vec{g} = \rho_0 \cdot [1 - \beta \cdot (T - T_0)] \cdot \vec{g}$. La masse volumique varie linéairement avec la température et ceci reste valable tant que $(T - T_0) << T_0$.

Sachant que : $\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$ est le coefficient de dilatation à pression constante.

 ρ_0 : La masse volumique à la température de référence T_0

- Equation de mouvement :

- Equation d'énergie :

• On suppose que le fluide est newtonien de viscosité constante et incompressible.

$$\bar{\overline{\tau}} = \rho \mu \left(\bar{\overline{\nabla}} \vec{u} + \bar{\overline{\nabla}}^t \vec{u} \right)$$
(73)

• On néglige l'apport de l'énergie interne dû à la dissipation visqueuse.

$$\bar{\vec{\tau}}: \vec{\nabla}\vec{u} \ll \left|\vec{\nabla}\vec{q}\right| \tag{74}$$

- En écoulement incompressible on a : $dU = C_P dT$ où C_P est la capacité thermique massique à pression constante [J.kg⁻¹.K⁻¹].
- On suppose que la conductivité thermique est constante : $\vec{q} = -k_f \cdot \vec{\nabla}T$

En appliquant ces approximations, les équations (69), (70) et (72) deviennent respectivement :

- Equation de continuité : $\vec{\nabla} \cdot \vec{u} = 0$ (75)

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \vec{u} = -\frac{1}{\rho_0} \vec{\nabla} p - \beta (T - T_0) \vec{g} + \nu \cdot \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u})$$
(76)

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot T\vec{u} = a\nabla^2 T \tag{77}$$

Où : v est la viscosité cinématique du fluide à la température T₀: $v = \frac{\mu}{\rho_0}$ [m²/s] *a* est la diffusivité thermique du fluide : $a = \frac{k_f}{\rho \cdot C_p}$ [m²/s] En se plaçant dans le cadre de ces hypothèses et vu que l'écoulement est instationnaire et tridimensionnel, les équations représentatives du problème étudié s'écrivent :

- Equation de continuité : $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$ (78)
- Equation de la quantité de mouvement suivant X :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial x} - \beta \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot (T - T_0) + v_0 \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 u}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 u}{\partial^2 z}\right)$$
(79)

- Equation de la quantité de mouvement suivant Y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial y} - \beta \cdot g \cdot \sin\alpha \cdot (T - T_0) + v_0 \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 z}\right)$$
(80)

- Equation de la quantité de mouvement suivant Z :

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial z} + V_0 \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 w}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 w}{\partial^2 z}\right)$$
(81)

1.2.5 Méthode numérique de résolution :

Cette partie est consacrée principalement aux différentes étapes numériques pour la résolution de l'écoulement dans une cavité parallélépipédique fermée, inclinée (**figure 7**) : le maillage, la méthode de résolution, le choix des conditions aux limites, le post-traitement des résultats. Le développement des techniques numériques a servi à mettre au point des codes traitant tous les problèmes de mécanique des fluides, notamment : le transfert de chaleur, la turbulence, le transfert de masse, les écoulements multiphasiques ...

Dans la présente étude, le calcul est mené à l'aide d'un code de calcul du logiciel COMSOL Multiphysics3.5 qui utilise la méthode des volumes finis, nécessitant un maillage conçu par le logiciel « COMSOL Script » où l'on décrit la géométrie et le maillage du problème à traiter ainsi que le type des conditions aux limites. Il permet de mailler en utilisant des éléments de type (tétraèdre, hexaèdre ..., ou mixte). Il permet aussi de définir le type des différentes frontières du système ainsi que la nature du (des) domaine(s) décrit(s) globalement (solide ou fluide). Dans notre étude les quatre frontières sont considérées comme des parois indépendantes, donc on les nomme et on leur donne un type. COMSOL est écrit en langage C++ et globalement la démarche numérique utilisée s'initie par la lecture de la géométrie et le maillage, on passe après au type de solveur inclus dans COMSOL Multiphysics 3.5 avec une formulation implicite pour un cas tridimensionnel en régime instationnaire, puis la discrétisation des équations modélisantes dans le menu « Solve », la résolution des systèmes d'équations discrétisées et enfin le post-traitement. On initialise l'ensemble des cinq variables à calculer sur tous les points du maillage, c'est-à-dire la pression, les trois composantes de la vitesse et la température. Ensuite on gère la progression du calcul itératif par le biais du suivi des résidus des équations se rapportant à chacune des variables.

Donc sous COMSOL, le travail va consister à assurer successivement :

- Le choix des équations traitées,
- La description des conditions aux limites,
- La gestion de la résolution,
- L'analyse des résultats.

Les étapes pour le déroulement des simulations sur COMSOL sont résumées sur la figure 8.



Figure 8 : Etapes de résolution de notre modélisation

Donc, nous nous sommes attachés à décrire l'approche numérique que nous avons utilisée. Tout d'abord, nous avons formulé mathématiquement l'écoulement de l'air dans la cavité fermée qui servira de simuler la cavité formée par l'absorbeur et la vitre du capteur solaire thermique. Par la suite, nous avons décrit la résolution numérique adoptée qui permettra d'aboutir aux résultats qui seront présentés au chapitre 4.

Conclusion :

Nous avons considéré dans ce chapitre une modélisation et une simulation numérique des transferts thermiques dans un distillateur solaire rempli d'eau et dans un capteur solaire à air. Les résultats ont montrés que les échanges thermiques font intervenir des pertes par rayonnement, convection et conduction qui sont différents dans les deux capteurs considérés. Les résultats seront présentés et discutés dans le chapitre suivant.

Références bibliographiques :

- A. S. Muhammad, K. M. Umar, T. Majeed, N. Ahmad, "Design And Performance of a Simple Single Basin Solar Still", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2005.
- [2] A. Mousa, Y.Zurigat, H. Al-Hinai, S.AlHiddabi, "Modelling and Preformance Analysis of a Solar Unit With DoubleGlassCoverCooling", Desalination, 143,173-182, 2002.
- [3] H. Z. Yousef, K. Mousa, "ModellingAnd PerformanceAnalysis of a Regenerative Solar Desalination Unit", Applied ThermalEngineering, 24, 1061-1072, 2004.
- [4] A. Mousa, H. Z. Yousef, "Year-Round Comparative Studyof Three Types of Solar Desalination Units", Desalination, 172, 137–143, 2005.
- [5] A.KHEDIM, « Mesure et caractéristique Thermodynamique d'une nouveau Système solaire de Dessalement de l'Eau de Mer avec Récupérateur de Chaleur », Revue Energies Renouvelables, 11^{ième} journées Internationales de thermique, 2003.
- [6] M. ABU-ARABIE, Y. ZURIGAT, H. AL-HINAI, S. ALHIDDABI, «Modellingand Preformance Analysis of a Solar Unit withDouble-GlassCoverCooling», Desalination, 143, 173-182, 2002.
- [7] R.V. DUNKLE, «The Roof Type and multiple diffusion of Still», Commonwealth scientific and industrial research organization, Solar water distillation, 895-902, 1961.
- [8] M. BENHAMMOU, B. OMARI, M. GAHGAH, L. AMER, A.BOUBGHAL, « Réalisation et Expérimentation d'un Distillateur Solaire Couple à unCondenseur », Stationd'Expérimentation des Equipement Solaires enMilieu Saharien, Adrar - Algérie, 2003.
- [9] W. A. KAMAL, « A Theorical and Exprimantal study of the basin- type solar still under the Arabian Golf Climatic Condition», Solar & wind technology, 5 (2), 147, 1988.
- [10] A. HACHEMI, « Contribution à l'optimisation des performances thermiques des insolateurs plans à air à lit garnis de rangées d'obstacles aux pas serrés. Amélioration par interaction entre le rayonnement et la convection », Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, 1992.
- [11] F. KREITH, « Transmission de la chaleur et thermodynamique», 484-488, 1967.

MCours.com