



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI-OUZOU  
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



## MEMOIRE DE MAGISTER

Spécialité : GENIE MECANIQUE

Option : THERMOFLUIDES

Thème :

**SIMULATION NUMERIQUE DU  
CLIMAT D'UNE SERRE SOLAIRE  
FERMEE.**

Etudié par :

**FOUCHANE Sid-Ali**

Devant le jury composé de :

| Noms et Prénoms         | Grade                 | Lieu d'exercice | Qualité    |
|-------------------------|-----------------------|-----------------|------------|
| M. BOUTOUDJ Mohand Saïd | Maître de conférences | UMMTO           | Président  |
| M. MAKHLOUF Saïd        | Maître de conférences | UMMTO           | Rapporteur |
| M. BILEK Amar           | Maître de conférences | E.N.P Alger     | Examineur  |
| M. LAMROUS Nacer        | Chargé de recherche   | ENPEI Rouïba    | Examineur  |

## DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail à toutes ma famille  
amis et tous ceux qui me sont proches :*

- *Mes chères parent,*
- *Tous mes frères et ma sœur,*
- *Mon beau frère Mokrane et sa famille,*
- *Mes belles sœurs et leurs familles,*
- *Mes neveux Mohammed, Amine  
(Chabane alias Pitou), Malik et Rayane,*
- *Mes meilleurs amis Nora.B, Fazia.B et  
Slimane.L,*
- *Mes amis, collègues, et tous ceux qui me  
reconnaîtront....*

## *Remerciements*

*En premier lieu je remercie le bon dieu de m'avoir  
donné la force et le courage pour accomplir ce  
travail*

*Je tiens à remercier mes parents qui m'ont aidé et  
soutenu pour réaliser ce travail,  
Aussi mes remerciements vont à mon promoteur le  
Docteur MAKHLOUF Saïd.*

*Que les membres du jury trouvent ici mes  
remerciements les plus chaleureux pour avoir  
accepter de juger mon travail, M. BOUTOUDJ  
qui présidera le jury et aux membres  
Messieurs LAMROUS ET BILEK,*

*Je remercie mes meilleurs amis Nora Fazia et  
Slimane de m'avoir accompagné durant mon  
magistère*

*Je remercie tous mes amis et mes collègues, aussi  
ceux qui ont contribués de loin ou près à la  
réalisation de ce travail*



## NOMENCLATURE

Les coordonnées d'un point M quelconque sont notées  $(x_1, x_2, x_3)$  ou  $(x, y, z)$ .

Les composantes du vecteur vitesse  $\vec{V}$  au point M sont notées  $(V_1, V_2, V_3)$  ou bien  $(u, v, w)$ .

| <u>Symbole</u>             | <u>désignation</u>                                                             | <u>unité</u>                           |
|----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|
| a                          | Diffusivité thermique                                                          | $m^2 \cdot s^{-1}$                     |
| $C_p$                      | Chaleur massique à pression constante                                          | $m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$        |
| $C_D$                      | Constante empirique (modèle de turbulence)                                     | sans dimension                         |
| $C_F$                      | Coefficient de perte de charge non linéaire                                    | sans dimension                         |
| $C_\mu$                    | Constante empirique (modèle de turbulence)                                     | sans dimension                         |
| $C_{1\varepsilon}$         | Constante empirique (modèle de turbulence)                                     | sans dimension                         |
| $C_{2\varepsilon}$         | Constante empirique (modèle de turbulence)                                     | sans dimension                         |
| $d_{ij}$                   | Taux de formation                                                              | $s^{-1}$                               |
| $D_w$                      | Coefficient de diffusion                                                       | $m^2 \cdot s^{-1}$                     |
| D                          | Déficit de saturation                                                          | $m^{-1} \cdot Kg \cdot s^{-2}$         |
| E                          | Énergie interne                                                                | $m^2 \cdot Kg \cdot s^{-2}$            |
| $\vec{F}$                  | Force de volume                                                                | $m \cdot Kg \cdot s^{-2}$              |
| g                          | Accélération de la pesanteur                                                   | $m \cdot s^{-2}$                       |
| k                          | Energie cinétique turbulente                                                   | $m^2 \cdot s^{-2}$                     |
| H                          | Enthalpie                                                                      | $m^2 \cdot Kg \cdot s^{-2}$            |
| h, $h_0$                   | Hauteur                                                                        | m                                      |
| l, L                       | Longueur                                                                       | m                                      |
| $L_v$                      | Chaleur latente de vaporisation de l'eau                                       | $m^2 \cdot s^{-2}$                     |
| Q                          | Quantité de chaleur                                                            | J                                      |
| q                          | Source de chaleur interne                                                      | $m^{-1} \cdot Kg \cdot s^{-3}$         |
| $R_{ij}$                   | Composante (i, j) du tenseur de Reynolds                                       | $m^2 \cdot s^{-2}$                     |
| $S_{\phi,P}$               | Terme source pour l'équation de conservation de la Variable physique $\phi$    | $[\phi] \cdot s^{-1}$                  |
| t                          | Temps                                                                          | s                                      |
| T                          | Température                                                                    | K                                      |
| $T_{ij}$                   | Tenseur contrainte                                                             | $m^{-1} \cdot Kg \cdot s^{-2}$         |
| $u^*$                      | Vitesse de frottement                                                          | $m \cdot s^{-1}$                       |
| $z_0$                      | Paramètre de rugosité                                                          | m                                      |
| <b>Désignation grecque</b> |                                                                                |                                        |
| $\beta$                    | Coefficient d'expansion volumique à pression constante                         | $K^{-1}$                               |
| $\delta_{ij}$              | Symbole de Kronecker =1 si $i = j$ , 0 sinon                                   |                                        |
| $\varepsilon$              | Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente                          | $m^{-1} \cdot Kg \cdot s^{-2}$         |
|                            | Rapport de la masse molaire de la vapeur d'eau à la masse molaire de l'air sec | (sans dimension)                       |
| $\kappa$                   | Constante de Von Karman                                                        | sans dimension                         |
| $\lambda$                  | Conductivité thermique                                                         | $m \cdot Kg \cdot s^{-3} \cdot K^{-1}$ |
| $\Lambda$                  | Coefficient de perte de charge                                                 | sans dimension                         |
| $\mu$                      | Viscosité dynamique                                                            | $m^{-1} \cdot Kg \cdot s^{-1}$         |
| $\nu$                      | Viscosité cinématique                                                          | $m^2 \cdot s^{-1}$                     |
| $\rho$                     | Masse volumique                                                                | $m^{-3} \cdot Kg \cdot \omega$         |
| $\omega$                   | Humidité absolue ou rapport du mélange                                         | $Kg_{eau} \cdot Kg_{airsec}^{-1}$      |

## Nombre sans dimensions

$$\text{Coefficient de traînée } C_D = \frac{D}{\left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot \|\vec{V}\|^2 \cdot A}$$

D représente une force de traînée et A désigne le maître couple. Le coefficient de traînée compare la force de traînée à une force hydrodynamique de référence, soit :

$$\left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \|\vec{V}\|^2 \cdot A\right).$$

## Nombre de Grashof

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2}$$

$\Delta T$  représente une différence de température (par exemple entre le fluide et une paroi) et  $\beta$

désigne le coefficient de dilatation volumique à pression constante :  $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)$ .

Le nombre de Grashof compare les forces d'Archimède (ou forces de flottabilité) aux forces visqueuses qui s'exercent sur un élément de fluide dont la température diffère de celle du milieu environnant.

**Nombre de Mach** :  $M = \frac{u}{c}$  (u vitesse de mobile, c : vitesse du son)

**Nombre de Nusselt** :  $Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda}$ , h représente le coefficient de transfert de chaleur

par convection, défini par une relation de la forme  $q = h \Delta T$ .

Le nombre de Nusselt compare les transferts de chaleur convectif et conductif vers une paroi.

**Nombre de Prandtl** :  $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu C_p}{\lambda}$

$\mu$  la viscosité dynamique,  $a$  désigne la diffusivité thermique  $a = \frac{\lambda}{(\rho \cdot C_p)}$  où  $C_p$  est la

chaleur massique à pression constante, et  $\lambda$  la conductivité thermique.

Le nombre de Prandtl représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement  $\nu$  et la diffusivité thermique  $a$ .

**Nombre de Reynolds** :  $Re = \frac{L \cdot \|\vec{V}\|}{\nu}$

Le nombre de Reynolds compare les forces d'inertie aux forces de viscosité. Aux faibles nombres de Reynolds, les forces visqueuses jouent un rôle important. Aux grands nombres de Reynolds, les forces d'inertie sont dominantes

**Nombre de Schmidt**  $Sc = \frac{\nu}{D}$

D représente la diffusivité moléculaire d'une espèce. Le nombre de Schmidt compare les transferts de quantité de mouvement, associés aux forces visqueuses, aux transferts de masse par diffusion moléculaire. Ce nombre intervient dans les études de mélange et de transfert de masse.

# *Sommaire*

## SOMMAIRE

|                                                                                        | <b>PAGE</b> |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| <b>Introduction</b> .....                                                              | 1           |
| <b>Chapitre I :Synthèse bibliographique</b>                                            |             |
| I-1 Etat d'art .....                                                                   | 3           |
| I-1-1 Modélisation du système serre.....                                               | 3           |
| I-1-2 Concept de la serre fermée.....                                                  | 3           |
| I-1-3 Définition du modèle.....                                                        | 3           |
| I-1-4 Les échanges radiatifs.....                                                      | 4           |
| I-1-5 Les échanges radiatifs de courte longueur d'onde.....                            | 4           |
| I-1-6 Les échanges radiatifs de courte et grande longueur d'onde.....                  | 5           |
| I-1-7 Les échanges conductifs.....                                                     | 5           |
| I-1-8 Les échanges convectifs .....                                                    | 6           |
| I-2 Calcul des coefficients de transfert de chaleur par convection dans une serre..... | 7           |
| I-2-1 Convection naturelle.....                                                        | 7           |
| I-2-2 Convection forcée.....                                                           | 8           |
| I-3 Principe de fonctionnement d'une fermée équipé d'un aquifère.....                  | 9           |
| I-3-1 Schéma global de l'installation.....                                             | 9           |
| I-3-2 Serre semi fermée sans aquifère.....                                             | 12          |
| I-3-3 Principe de fonctionnement de la pompe a chaleur.....                            | 12          |
| I-3-4 Les différentes sources froides.....                                             | 16          |
| I-3-5 Caractéristiques des aquifères superficiels.....                                 | 17          |
| I-3-6 Paramètres liés à l'aquifère.....                                                | 18          |
| I-3-7 Équipements du forage .....                                                      | 20          |
| I-3-8 Configuration des forages .....                                                  | 21          |
| I-3-9 Échangeurs.....                                                                  | 23          |
| conclusion.....                                                                        | 24          |

## **Chapitre II.**

|                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| II-1-Formulation générale d'un problème de convection.....                               | 25 |
| II-2 Equations en régime laminaire.....                                                  | 26 |
| II-2-1 Rappels des équations qui décrivent les écoulements de fluides .....              | 26 |
| II-2-2 Transfert de masse : équation relative à la vapeur d'eau.....                     | 31 |
| II-3-Equation en régime turbulent.....                                                   | 33 |
| II-3-1 Notion de viscosité turbulente.....                                               | 34 |
| II-4 Prise en compte de la végétation sous serre .....                                   | 39 |
| II-4-1 Perte de charge, approche de Bernoulli.....                                       | 40 |
| II-4-1-1 Approche de Bernoulli classique .....                                           | 40 |
| II-4-1-2 Approche de Bernoulli adaptée aux écoulements dans la végétation.....           | 40 |
| II-4-2. Approche milieu poreux.....                                                      | 40 |
| II-4-3 Modèle retenu pour la végétation.....                                             | 41 |
| II-5 Transfert de chaleur lors de changement de phase.....                               | 41 |
| II.5.1 Formulation générale des transferts de vapeur d'eau.....                          | 42 |
| II.5.2 Equation du bilan d'énergie pour la végétation.....                               | 42 |
| II-6 Connaissance de l'état de l'air atmosphérique.....                                  | 45 |
| II-6-1 Convection forcée.....                                                            | 47 |
| II-6-2 Le profil logarithmique de vitesse.....                                           | 48 |
| II-7 Conditions de l'étude.....                                                          | 49 |
| II-8-Expressions générales de flux verticaux .....                                       | 49 |
| II-8-1 Expressions particulières des flux verticaux.....                                 | 50 |
| II-8-2 Méthode aérodynamique de détermination des flux de surface Equation de continuité | 51 |
| II-9 Résistance aérodynamique.....                                                       | 52 |
| II-9-1 Calcul du coefficient d'échange thermique ha.....                                 | 53 |
| II-10 Résistance stomatique foliaire.....                                                | 54 |
| Conclusion.....                                                                          | 57 |

## **Chapitre III Modèle numérique**

|                                                     |    |
|-----------------------------------------------------|----|
| introduction.....                                   | 58 |
| III-1 Rappel sur la méthode des éléments finis..... | 58 |

|                                                         |    |
|---------------------------------------------------------|----|
| III-2 Maillage.....                                     | 60 |
| III-3 Discrétisation des équations de conservation..... | 60 |
| III-4 Flux entre mailles.....                           | 62 |
| III-4-1 Flux de convection.....                         | 62 |
| III-4-1-1 Le schéma hybride.....                        | 63 |
| III-4-1-2 Le schéma dit upwind d'ordre un.....          | 63 |
| III-4-1-3 Le schéma dit upwind d'ordre supérieur.....   | 64 |
| III-4-2 Flux de diffusion.....                          | 64 |
| III-4-3 Interaction pression/vitesse.....               | 65 |
| III-6 L'algorithme PISO.....                            | 65 |

## **Chapitre IV**

|                                                                                   |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----|
| Introduction.....                                                                 | 67 |
| IV.1 Description de la serre multichapelle.....                                   | 67 |
| IV-1-1 Caractéristique du climat extérieur.....                                   | 69 |
| IV-1-2 Echelle d'étude et précision.....                                          | 70 |
| IV -2 Étude d'un cas test « sans végétation ».....                                | 70 |
| IV.2.1 Modélisation mathématique du problème.....                                 | 70 |
| IV.2.1.1 Propriété du fluide en présence.....                                     | 71 |
| IV.2.1.2 Définition du maillage.....                                              | 71 |
| IV.2.1.3 Conditions initiales.....                                                | 71 |
| IV.2.1.4 Conditions aux limites.....                                              | 71 |
| IV.2.2 Données climatiques extérieures.....                                       | 73 |
| IV.2.3 Le maillage .....                                                          | 75 |
| IV.2.4 Résultats et interprétations.....                                          | 75 |
| IV.2.4.1 Champ de vitesses et distribution de l'énergie cinétique turbulente..... | 75 |
| IV.2.4.2 Champ de pression.....                                                   | 77 |
| IV.2.4.3 Champ de température.....                                                | 78 |
| IV.5 Introduction d'un modèle de culture.....                                     | 95 |
| IV.5.1 Modélisation de la culture.....                                            | 95 |
| IV.5.2 Influence sur le bilan d'enthalpie.....                                    | 95 |

|                                          |     |
|------------------------------------------|-----|
| IV.5.3 Conditions aux limites .....      | 96  |
| IV.5.4 Résultats des simulations.....    | 96  |
| IV.6 Interprétations des résultats ..... | 100 |
| IV.7 Energie stockée.....                | 104 |
| Conclusion générale.....                 | 107 |



*Introduction*  
*Générale*

La serre constitue un immense capteur d'énergie qui n'est pas exploitée en sa totalité pendant la saison estivale puisqu'on a souvent recours à la ventilation naturelle ou mécanique pour évacuer l'excédent de chaleur provenant de l'effet de serre. En présence du végétal, il est parfois courant, dans les serres modernes, d'avoir recours à la réfrigération évaporative pour éviter la surchauffe et le stress hydrique de la plante lorsque le repos végétatif des plantes n'est pas pratiqué durant cette période. L'idée d'utiliser l'excédent de chaleur pendant la saison chaude, pour un stockage inter saisonnier dans le sol n'est pas récente, puisque le stockage par chaleur sensible dans les galets ou dans des fûts remplis d'eau a déjà été pratiqué dans plusieurs exemples cités dans la littérature spécialisée. Dans le bâtiment, cette pratique a connu un regain d'intérêt dans le cadre de l'utilisation des énergies propres et du développement durable. C'est dans cette optique que s'inscrit notre étude pour répondre à un besoin sans cesse croissant de l'utilisation de l'énergie dans les serres. On se propose d'étudier ici le cas d'une serre fermée afin de bénéficier de la totalité de l'effet de serre à des fins de stockage de l'énergie captée dans l'aquifère et la réutiliser ensuite en période de forte demande.

L'objectif de ce travail, qui est la gestion des sources d'énergie disponible qui passe par la mise en œuvre d'un simulateur de climat qui permet de réguler la température par le stockage en aquifère en se basant sur les bilans de transfert de chaleur et de masse sol-air- plante dans une serre solaire. Dans cette étude, nous traitons plus particulièrement des échanges aériens et notamment des échanges entre les parois de la serre, la surface du sol, les plantes et l'air. Pour cela, il sera fait un bilan détaillé des phénomènes ayant lieu entre le végétal et l'air de la serre pour une culture de tomate en s'intéressant à l'évapotranspiration de la plante qui est le moteur de la régulation de la température du végétal.

Le domaine de simulation est limité par l'enveloppe de la serre et le sol sur un 1 mètre de profondeur au maximum. Les seules conditions aux limites qui évoluent dans la journée seront celles du climat extérieur à savoir température, humidité relative, vitesse du vent, rayonnement solaire et celles qui concernent un échangeur eau-air dont la température d'eau à l'entrée sera modifiée selon l'heure de la journée de l'année. Les performances de l'échangeur varieront en fonction de la température d'eau en provenance du stockage (forage), de la température et de l'humidité interne de l'air ambiant. Selon la température de l'eau imposée

## **Introduction générale**

---

par l'aquifère et celle spontanée de l'air ainsi que de la teneur en vapeur d'eau, cet échangeur servira soit au chauffage de l'air, soit à son refroidissement et sa déshumidification.

Le travail effectué dans ce mémoire est :

- Etudes des transferts ayant lieu sur la couverture (conditions aux limites),
- Apports solaires à travers les matériaux de couverture,
- Etude des transferts radiatifs de grande et courte longueur d'onde dans la serre,
- Etude de convection au niveau de la surface de couverture et les plantes,
- Etude des phénomènes d'évaporation ou de condensation quand cela a lieu.

**I-1 Etat de l'art****Introduction**

Plusieurs études ont montré que les coûts liés à l'utilisation de l'énergie dans les serres varient en moyenne de 20 à 30 % des coûts de production en serre. Ces chiffres cachent une grande variabilité qui dépend d'une multitude de facteurs. Parmi ceux-ci, nous pouvons citer la nature de la culture en place, le type de serre (simple ou multichapelle), la nature des techniques d'isolation (écran thermique), la saison de culture, la source d'énergie et la régie culturale.

**I-1-1 Modélisation du système serre**

Une serre est un milieu confiné qui met en jeu de nombreux mécanismes physiques et biologiques. Il ne sera pas aisé de décrire avec une précision égale tous ces mécanismes. Le rôle de la modélisation permet de contourner la complexité de traiter exactement par la méthode analytique les problèmes physiques mis en jeu. Le modèle constitue un système fictif, pour lequel les équations générales de la physique prennent une forme relativement simple et permet d'approcher les propriétés du système réel.

**I-1-2 Concept de la serre fermée**

Le concept de la serre fermée consiste en une serre n'ayant pas de système de ventilation. La chaleur excédentaire est stockée en été dans le sous-sol par l'intermédiaire d'un système d'échangeur de chaleur et une partie de celle-ci est récupérée en hiver. Il y a également le contrôle de l'humidité qui doit se faire. Ce concept est en cours de développement et en test en Hollande. Les résultats préliminaires ont permis d'obtenir des rendements supérieurs de 20% par rapport à une serre témoin. Une partie du rendement est expliquée par l'enrichissement de l'atmosphère en CO<sub>2</sub> maintenu plus longtemps dans la serre fermée. Les économies d'énergie ont été de 37% [De Halleux Damien 2005].

**I-1-3 Définition du modèle**

Les conditions climatiques au voisinage du sol résultent des échanges de chaleur et de masse entre le sol, la végétation et l'atmosphère. Ainsi, L'agrosystème serre peut être décrit à partir des transferts d'énergie et de masse. Ces transferts peuvent s'effectuer sous trois formes :

- Par **rayonnement** : les échanges correspondent à un transfert d'énergie, par les oscillations rapides des champs électromagnétiques, qui ne nécessite pas de support matériel pour se déplacer.
- Par **convection** : les échanges s'effectuent grâce au transport de l'énergie thermique par un fluide en mouvement ;
- Par **conduction** : les échanges ont lieu au sein des milieux sans mouvement, ce qui correspond à la propagation de proche en proche des énergies moléculaires internes dans les milieux solides (sol, couverture...);

La modélisation mathématique traduisant les phénomènes considérés, aboutit à la résolution d'un système d'équations par des méthodes numériques ou analytiques.

Les échanges précédemment définis n'ont pas la même importance relative et que la prise en compte de ces différents échanges dépend de la précision recherchée et de l'objectif de la simulation.

#### **I-1-4 les échanges radiatifs**

Le rayonnement solaire constitue la principale source d'énergie qui fait fonctionner le système terrestre. Les mécanismes d'interaction de la lumière avec les plantes sont complexes. La totalité du flux d'énergie solaire couvre le domaine des longueurs d'onde comprises entre 0.15 et 4.0  $\mu\text{m}$  alors que celui de la surface terrestre est compris dans le domaine allant de 3 à 100  $\mu\text{m}$  [Boulard 1996]. Il n'existe qu'un très faible recouvrement entre les deux spectres. Ces deux domaines sont appelés les domaines des courtes et des grandes longueurs d'ondes. Le bilan radiatif est la somme algébrique des échanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes.

#### **I-1-5 Les échanges radiatifs de courte longueur d'onde**

La couverture de la serre transmet la plus grande partie du rayonnement solaire utile à la photosynthèse (entre 0,4 et 0,7  $\mu\text{m}$ ). C'est pourquoi les échanges radiatifs de courtes longueurs d'onde ont été très tôt analysés en détail (Nisen, 1969 ; Nisen et Dogniaux, 1975). Des programmes de calcul numérique ont été développés pour traiter les différents aspects de ce problème (Kozai et al).

Pour un rayonnement global incident donné au sommet d'un couvert végétal, le climat lumineux en son sein dépend de son architecture ainsi que des propriétés optiques de ses différentes composantes et du sol. Le rayonnement incident (direct et diffus) peut varier

considérablement d'un point à l'autre, à cause des taches de soleil, des zones d'ombre et de pénombre (Sinoquet, 1993). Ce problème a été étudié pour une culture de rosiers sous serre (Stanhill et al. 1973). D'une manière générale, il a été montré que :

- la proportion du rayonnement diffus est plus importante sous serre qu'en plein air,
- la disposition des cultures en *rangs* complexifie le traitement du problème (Stanhill et al. 1973 ; Tchamitchian, 1990),
- l'effet de la saison, sur la transmission du rayonnement sous serre, est très important.

C'est la raison pour laquelle, il est nécessaire de déterminer des valeurs moyennes, correspondant à une certaine intégration spatiale, pour d'écrire le profil lumineux à l'intérieur d'un couvert végétal.

#### **I-1-6 Les échanges radiatifs de courtes et grandes longueurs d'onde**

Les apports d'énergie correspondent au rayonnement atmosphérique. Les échanges se produisent essentiellement entre le sol, les plantes, les parois et l'extérieur. La nature de la couverture joue donc un rôle prédominant. Les matériaux utilisés pour la couverture doivent être le plus transparent possible dans le domaine du visible, afin de favoriser la photosynthèse et être opaques dans le domaine des infrarouges thermiques pour optimiser l'effet de serre radiatif. L'effet de serre peut être considéré comme la somme de deux phénomènes :

- le piégeage du rayonnement de grande longueur d'onde par le matériau de couverture. Il est d'autant plus important que le matériau est plus opaque dans ce domaine. Le rayonnement solaire pénétrant dans la serre, chauffe les plantes, le sol et les structures qui, à leur tour, émettent un flux supplémentaire de rayonnement thermique qui est bloqué par les parois. De nombreux modèles détaillés des échanges radiatifs entre les différents constituants de la serre ont été développés (Monteil, 1985; Kimball, 1986).
- L'effet de confinement de la masse d'air contenue dans le volume de la serre, dont les échanges thermiques avec l'extérieur sont fortement ralentis à cause des parois.

#### **I-1-7 Les échanges conductifs**

Dans les conditions naturelles, les échanges de chaleur par conduction concernent essentiellement les transferts thermiques dans le sol et à travers les parois. Compte tenu de la faible épaisseur des parois, on considère que les échanges sont stationnaires et on les intègre dans un coefficient global de transfert (Nijskens et al. 1984 ; Kimball, 1986 ; Jolliet, 1988 ; Issanchou, 1991 ; Kittas, 1994). Le sol n'est généralement pas homogène verticalement. Il

peut être constitué par différentes couches qui ont des propriétés thermiques différentes (composition, texture, humidité, ...). De plus, les propriétés thermiques du sol peuvent varier en fonction du temps. C'est pourquoi on utilise des modèles numériques complexes, dans lesquels le sol peut être représenté comme l'empilement de couches homogènes où les équations de base régissant les phénomènes de conduction peuvent être appliquées (Deltour, 1985; Kimball, 1986).

### **I-1-8 Les échanges convectifs**

Les transferts de chaleur et de masse (vapeur d'eau, CO<sub>2</sub>) entre les surfaces et l'atmosphère en mouvement (vent) sont de type convectif. On a l'habitude de distinguer trois formes de convection : libre, forcée ou mixte.

**Convection libre** : La convection est dite libre lorsque le mouvement du fluide est dû à l'action simultanée des différences de température qui existent dans le milieu et d'un champ de force massique. Par exemple, au cours de la journée, la surface du sol s'échauffe car son bilan radiatif est positif. La température de l'air croît et sa masse volumique décroît. Une particule d'air chaud reçoit ainsi, de la part de l'air environnant plus froid, une poussée d'Archimède. Cette particule d'air s'élève donc et est remplacée par de l'air plus froid qui s'échauffe à son tour et le processus continue.

Ce processus qui ne fait intervenir que des forces de pesanteur et la convection libre est alors qualifié de convection naturelle.

**Convection forcée** : La convection est dite forcée, lorsque le mouvement du fluide est provoqué par un champ de force extérieur. Dans les conditions naturelles la convection forcée est due au vent qui est lui-même la résultante du gradient local de la pression atmosphérique et de la force engendrée par la rotation terrestre. Le fluide échange de la chaleur avec des parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences de température.

**Convection mixte** : Ce cas se rencontre souvent dans les conditions naturelles, lorsque la vitesse du vent est faible. Les mouvements de l'air sont alors produits à la fois par les facteurs qui entretiennent le vent et par les gradients verticaux de température. Les transferts de chaleur et de masse sont alors dus en partie à la convection naturelle et en partie à la convection forcée.

## I-2 Calcul des coefficients de transfert de chaleur par convection dans une serre

### I-2-1 Convection naturelle :

Le moteur de la convection est la différence de température qui peut exister entre une surface et un fluide.

Pour le végétal, il s'agit de voir les échanges entre une feuille de végétal portée à une température  $T_f$ , telle que la température de la feuille soit supérieure à celle de l'air ambiant ( $T_f > T_a$ ). Le mouvement de l'air est donc ascendant et c'est tout naturellement que l'on regardera les corrélations données par la littérature, pour une plaque plane horizontale, verticale ou inclinée en convection libre.

Les nombres adimensionnels qui caractérisent la convection libre sont :

Le nombre de Prandtl, qui exprime le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement du fluide sur la diffusivité thermique :

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\frac{\lambda}{\rho C_p}} = \frac{\rho \nu C_p}{\lambda} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{I-1})$$

Avec  $\nu$  la viscosité cinématique et  $\mu$  la viscosité dynamique de l'air (à la température moyenne de 300 K,  $\mu_a = 1.85 \cdot 10^{-5}$  Kg/m.s),  $C_p$  la chaleur spécifique ( $C_{p_a} = 1006$  J/Kg.K) et  $\lambda$  la conductivité thermique ( $\lambda_a = 0,026$  W/m.K). Ce qui donne une valeur moyenne de 0,71 pour Pr de l'air qui sera retenue dans les calculs.

Le nombre de Grashof qui exprime le rapport entre la poussée d'Archimède et les forces de viscosité :

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{I-2})$$

Où  $\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$  est le coefficient d'expansion volumique à pression constante qui est pris

égal à  $1/T$  pour les gaz parfaits comme c'est le cas pour l'air ( $\beta = 1/300$  dans notre cas).

$L$  est la longueur caractéristique de la feuille de végétal,  $g$  l'accélération de la pesanteur ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) et  $\Delta T$  la différence de température entre le végétal et l'air ambiant.

Appliqué à l'air ambiant de la serre à une température moyenne de 300 K, on obtient :

$$Gr = 1,307 \cdot 10^8 L^3 \Delta T \quad (\text{I-3})$$

Il existe un nombre adimensionnel qui regroupe ces deux premiers et qui s'appelle le nombre de Rayleigh :

$$Ra = Gr.Pr \quad (I-4)$$

et pour notre cas,  $Ra = 0,93.10^8 L^3 \Delta T$

Enfin, le nombre de Nusselt qui exprime le rapport entre l'échange par conduction à la paroi sur l'échange par convection dans la couche limite :

$$Nu = \frac{h_a \Delta T}{\frac{\lambda \Delta T}{L}} = \frac{h_a L}{\lambda} \quad (I-5)$$

Où  $h_a$  est le coefficient de transfert à la surface du végétal.

La relation qui lie les trois nombres adimensionnels (Nu, Gr et Pr) est empirique et de la forme :

$$Nu = a Ra^n \quad (I-6)$$

La relation à retenir dans le cas flux ascendant pour une plaque horizontale (Réf : J.F.Sacadura, Mc-Adams, KREITH ou J.P.Petit, ouvrage connus en thermique) comme c'est le cas d'une feuille du végétal supposée à l'horizontal brassée par l'air avec un flux de chaleur ascendant est :

$$Nu = 0,54 Ra^{0,25} \quad (I-7)$$

On tire, de la relation (5), l'expression du coefficient de transfert  $h_a$  :

$$h_a = \frac{\lambda_a Nu}{L} \quad (I-8)$$

On trouve, en remplaçant les paramètres de l'air par leurs valeurs, l'expression suivante :

$$h_a = 1.38 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25} \quad (I-9)$$

### I-2-2-Convection forcée

En convection forcée, nous reprenons les corrélations données dans la littérature pour une plaque plane horizontale. Dans notre cas, on peut vérifier que pour des vitesses d'air pratiquées dans la serre et pour les dimensions de la feuille de végétal, l'écoulement résultant est plutôt laminaire. On retient alors la corrélation donnée par J.F.Sacadura, Mc-Adams.

Soit :

$$Nu = 0.664 . Re_L^{0,5} Pr^{1/3} \quad (I-10)$$

Ce qui donne pour le coefficient d'échange convectif en convection forcée :

$$h_a = \frac{\lambda_a}{L} 0.664 Re_L^{0,5} . Pr^{1/3} \quad (I-11)$$

Et en remplaçant les paramètres de l'air, on trouve :

$$h_a = 3.9 \left( \frac{u}{L} \right)^{0.5} \quad (\text{I-12})$$

Au final pour la convection mixte nous retenons pour  $h_a$  la formule suivante :

$$h_a = 1.38 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25} + 3.9 \left( \frac{u}{L} \right)^{0.5} \quad (\text{I-13})$$

### **I-3 Principe de fonctionnement d'une serre fermée équipée d'un aquifère :**

Les serres sont utilisées traditionnellement par les agriculteurs du monde entier pour optimiser leurs cultures. Le principe général est de piéger la chaleur des rayons solaires, ce qui entraîne une augmentation de la température à l'intérieur de l'enceinte, c'est l'effet de serre.

Mais pour maintenir une température à peu près constante durant l'hiver et la nuit, les agriculteurs ont souvent recours à un système de chauffage au gaz. Dans le contexte énergétique actuel, les énergies fossiles sont de plus en plus rares et donc chères et polluantes. Aux Pays-Bas, où le chauffage des serres représente 10% de la consommation nationale de gaz naturel, des chercheurs ont réfléchi à une solution alternative pour le chauffage des serres.

L'idée est de développer un système permettant de s'affranchir de l'utilisation du gaz et qui plus est, de transformer les serres en sources d'énergie renouvelables, utilisables par les habitations de proximité. De leur travail est né le concept de serre écologique avec un projet concret : la cité serre.

Ce projet est basé sur une serre fermée qui capte l'excès de chaleur du soleil pendant l'été et le stocke dans un réservoir aquifère. Cette chaleur est ensuite réutilisée pour chauffer la serre la nuit et en hiver, mais également pour chauffer les habitations environnantes, c'est un stockage inter saisonnier.

#### **I-3-1 Schéma global de l'installation**

Les différents systèmes sont étroitement connectés, le système de nutrition des plantes est une section du cycle de l'eau, lui même connecté avec le système de chauffage de la serre, ce qui forme les bases du schéma de la cité Serre.

La serre est volontairement fermée et il n'y a pas de ventilation pour évacuer l'excès de chaleur dans l'air. Dans les périodes chaudes, le soleil chauffe la serre et la chaleur de l'air est transmise à un circuit d'eau via des échangeurs eau/air disposés aux pieds des plantes.

L'eau chauffée grâce aux échangeurs est ensuite envoyée dans un réservoir aquifère situé sous la serre, entre 25 et 100 m de profondeur.

Un gradient de température (de 8 à 25°C) s'établit naturellement dans l'aquifère (stratification naturelle due à la variation de masse volumique de l'eau) qui sert donc de réservoir pour stocker la chaleur.

Il est également possible de refroidir la serre pendant les chaudes journées d'été, en pompant l'eau froide à 8°C dans le fond de l'aquifère puis en l'envoyant dans un autre échangeur eau/air permettant ainsi le refroidissement de l'air de la serre dont la température intérieure ne doit pas dépasser 30 °C.

Dans les périodes plus froides, en hiver ou pendant la nuit, l'eau chaude à 25°C est pompée et envoyée dans les échangeurs pour réchauffer la serre et chauffer les habitations via un plancher chauffant.

Dans l'aquifère, il est nécessaire de conserver un équilibre thermique sur une base de temps annuelle. En été, la température dans l'aquifère ne doit pas dépasser 25°C (lois néerlandaises) pour éviter un lent réchauffement du sol. Pour ce faire, il est nécessaire d'utiliser une tour de refroidissement fonctionnant grâce à un échangeur air/eau (un appoint en eau est nécessaire car l'air s'humidifie en montant).

Les échangeurs de chaleur eau/air utilisés sont basés sur une technologie qui permet d'obtenir une grande efficacité d'échange, et ce même à basse température. Ils sont composés d'un réseau de tubes en cuivre de diamètre 0.1 mm, qui permet d'obtenir un très bon coefficient d'échange thermique surfacique (jusqu'à 300 W/m<sup>2</sup>.K). Grâce à une capacité de traitement de 4000 m<sup>3</sup>/h, il est possible de chauffer ou refroidir rapidement de grands volumes. De plus, le faible pincement des échangeurs (différence de température entre l'air entrant et l'eau sortante inférieure à 5°C) permet de récupérer de la chaleur à basse température en consommant peu d'énergie.

De tels échangeurs sont également utilisés pour le système de conditionnement d'air dans les habitations reliées à la serre : un système VMC double flux « classique » (soufflage et extraction mécanique) couplés à deux de ces échangeurs. Les calories de l'air sortant sont captées par l'eau qui est immédiatement réintroduite dans l'autre échangeur relié à l'air entrant. L'air entrant est donc réchauffé avant son introduction dans le bâtiment.

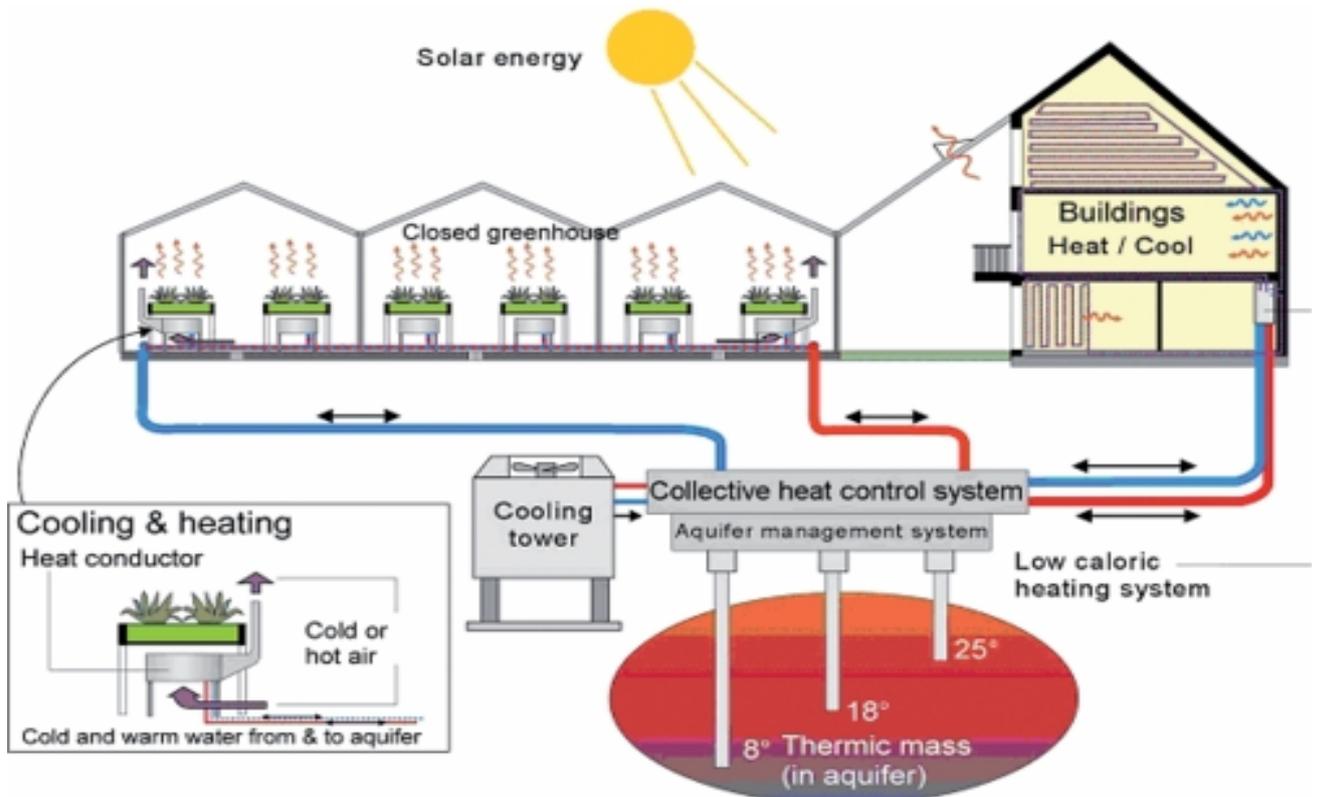


Fig I-1 : Principe de fonctionnement d'une serre fermée avec stockage en milieu aquifère

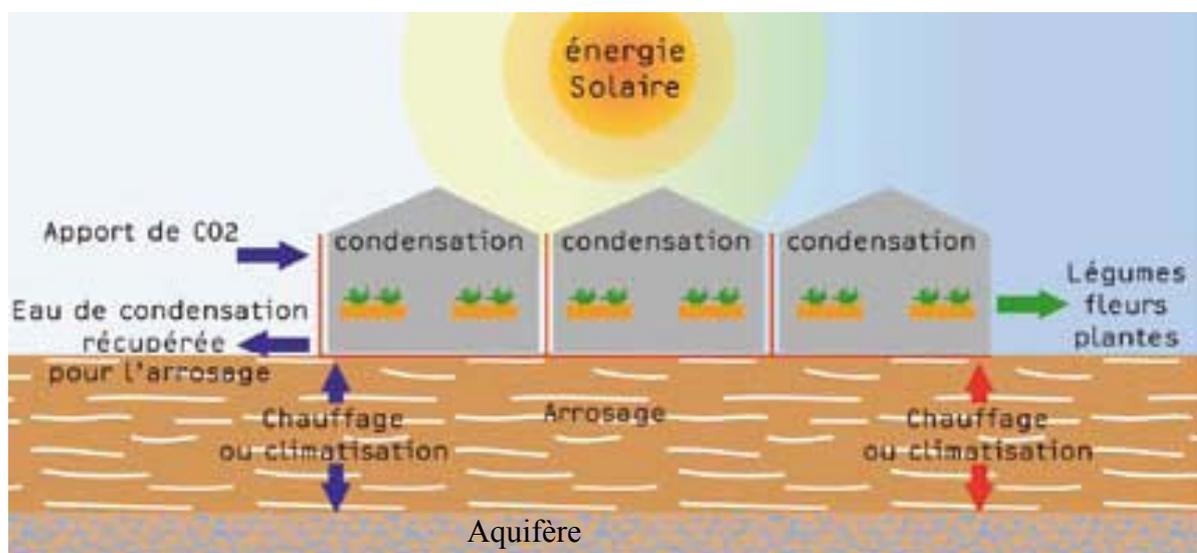


Fig I-2 : Le cycle d'eau entre la serre et l'aquifère

**I-3-2 Serre semi fermée sans aquifère**

L'unique condition nécessaire à un tel projet est d'être sur un terrain ayant un aquifère en sous-sol. On peut développer une variante autour du procédé initial de serre fermée avec aquifère : le concept de la serre semi fermée.

Le concept de la serre semi fermée est basé sur le même système de chauffage par échangeurs de chaleur eau/air auquel on associe une tour aéro-réfrigérante et un bassin tampon qui joue le rôle d'aquifère en augmentant l'inertie thermique du système. Ce dispositif permet de refroidir la serre la journée et de la chauffer la nuit en utilisant l'énergie solaire et le froid de l'air.

La serre reste fermée ou semi fermée tout au long de l'année. La chaleur apportée par l'énergie solaire est refroidie avec l'eau froide créée la nuit par la tour aéro-réfrigérante et stockée dans le bassin. L'eau tiède ainsi obtenue est réutilisée pour chauffer la nuit. Lorsque cela est nécessaire en hiver, on peut utiliser l'eau chaude produite par une chaudière (économie de 65 à 70% de gaz).

**I-3-3 Principe de fonctionnement de la pompe a chaleur**

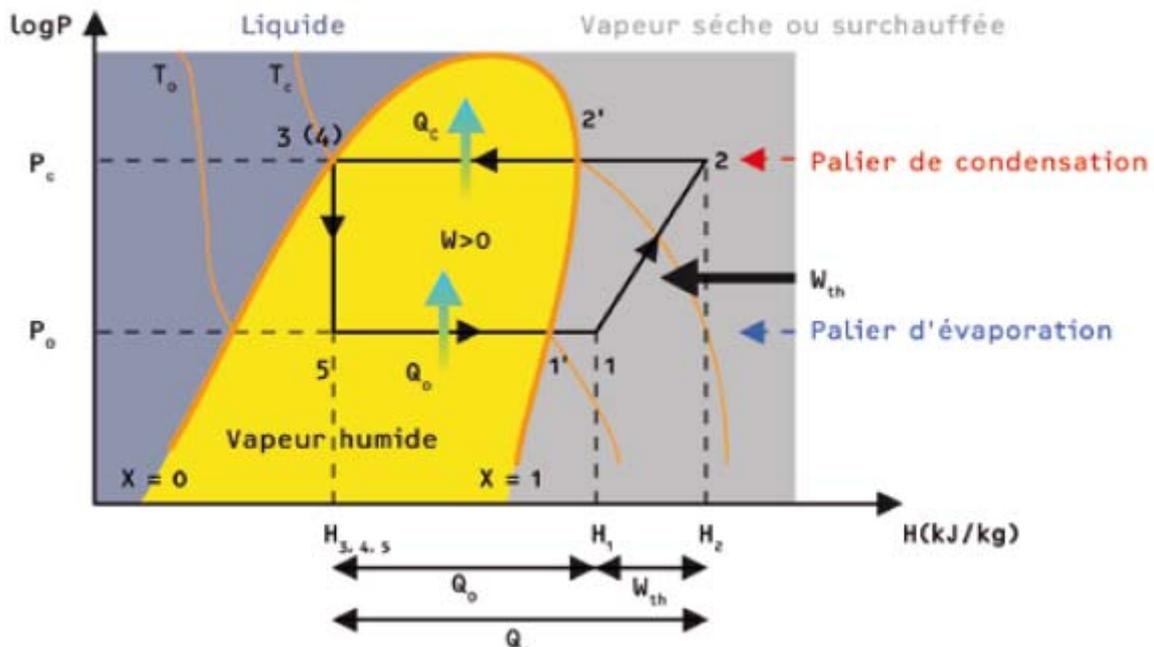
L'utilisation de systèmes thermodynamiques pour assurer soit le chauffage seul, soit le chauffage et le rafraîchissement de locaux, est un procédé plus complexe que les procédés traditionnels de chauffage mais plus performant. Ses principaux avantages portent sur la gratuité de la ressource géothermale et la possibilité de produire de la chaleur et/ou du froid.

Les pompes à chaleur (PAC) sur aquifère ont par ailleurs la particularité d'associer deux secteurs d'activité qui n'ont a priori rien à voir : l'hydrogéologie et le génie climatique.

Le développement de cette technologie doit gérer la mise en adéquation entre d'une part la ressource géothermale dont la température est imposée, et à peu près constante dans le cas des aquifères superficiels, et d'autre part des bâtiments (ou des serres) dont les besoins énergétiques sont également fixés ; les principaux éléments variants sont donc le débit pompé et la puissance thermique.

Il existe deux grandes familles de pompes à chaleur : les pompes à chaleur à compression et les pompes à chaleur à absorption qui sont beaucoup moins diffusées que celles à compression. Les éléments généraux ci-après ne concernent donc que les PAC à compression.

La chaleur prélevée au niveau de l'environnement (air, sol, eau...) est captée par le fluide caloporteur (à faible point d'ébullition) au niveau de l'évaporateur. Le fluide change d'état et se transforme en vapeur. Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa température. C'est au niveau du condenseur que la vapeur en se condensant transmet sa chaleur au milieu à chauffer. La température de ce dernier s'abaisse fortement le rendant prêt pour une nouvelle absorption de chaleur et le cycle peut recommencer.



**Fig I.3** : Le diagramme dit de Mollier permet de suivre l'évolution du cycle thermodynamique idéal du fluide qui circule dans la pompe à chaleur à compression

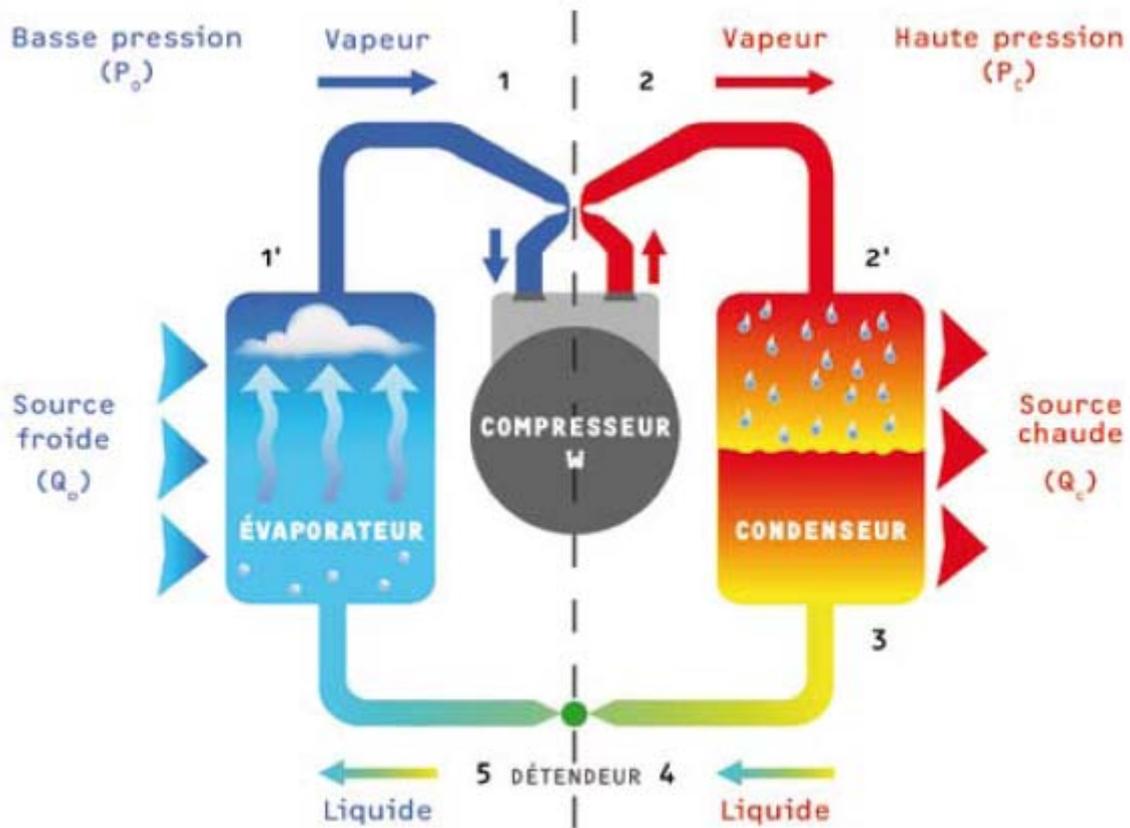


Fig I.4 : Principe de fonctionnement d'une PAC à compression.

On vérifie ainsi le premier principe de Carnot sur l'échelle en abscisse, on considère :

- La quantité de chaleur dégagée au condenseur :

$$Q_c = H_2 - H_4 \quad (\text{I-14})$$

- La quantité de froid produite à l'évaporateur :

$$Q_0 = H_1 - H_5 \quad (\text{I-15})$$

- Le travail dépensé au compresseur :

$$W_{th} = H_2 - H_1 \quad (\text{I-16})$$

En application du deuxième principe de Carnot, le COP théorique ou idéal est égal à :

$$\text{COP} = \frac{T_c}{T_c - T_0} \quad (\text{I-17})$$

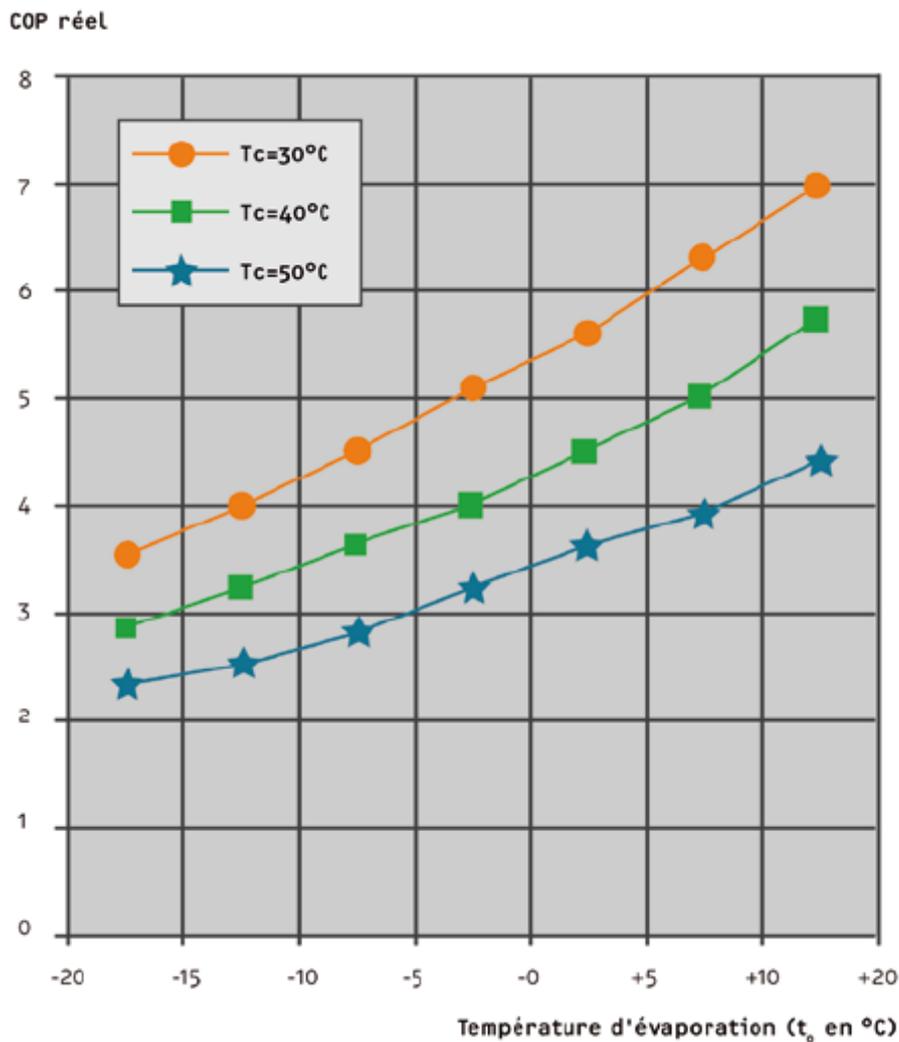
Sur le diagramme de Mollier :

$$\text{COP} = \frac{H_2 - H_4}{T_2 - T_1} \quad (\text{I-18})$$

On peut également en déduire un coefficient de réfrigération CR (appelé parfois coefficient d'efficacité énergétique), rapport de la chaleur absorbée à l'évaporateur à l'énergie reçue au compresseur.

$$C_R = \frac{Q_0}{W_{th}} = \frac{(H_1 - H_4)}{(H_2 - H_1)} \quad (I-19)$$

Dans la pratique du fait de la difficulté d'évoluer selon le cycle théorique de Carnot et des rendements des équipements du système (moteurs, échangeurs, pertes de charges des circuits frigorifiques...), le COP effectif est affecté d'un coefficient de 0,4 à 0,7.



**Fig I.5 :** Évolution du COP réel en fonction des températures d'évaporation.

Le COP sera d'autant plus élevé que l'écart de température entre la source et le milieu à chauffer sera faible.

**I-3-4 Les différentes sources froides :**

- **L'air extérieur :** C'est la source froide la plus utilisée dans la mesure où elle est disponible partout. L'inconvénient réside dans la variabilité de son niveau de température, et donc de sa baisse de performance pour les températures extérieures basses, au moment où l'on a besoin de plus d'énergie thermique. Il est nécessaire également d'apporter une attention particulière aux problèmes de bruit ainsi qu'au givrage de l'évaporateur.
- **L'air intérieur :** Cette solution est envisageable lorsqu'il y a un renouvellement d'air important. L'inconvénient de cette source est sa limitation en volume et donc en puissance récupérable.
- **Le sol :** Le sol présente l'avantage de constituer un volant thermique intéressant. Les pompes à chaleur utilisant le sol sont souvent désignées sous le vocable de géothermiques.

Cette filière est en plein développement ; elle s'appuie sur deux systèmes :

- ☞ Les systèmes à capteurs horizontaux : ils sont constitués par des tubes en PEHD (polyéthylène haute densité) enterrés dans le sous-sol à une profondeur inférieure à 1 mètre et dans lesquels circule un fluide caloporteur. C'est en fait l'énergie du sol qui provient du rayonnement solaire et de la migration des eaux de pluie qui est exploitée.
- ☞ Les systèmes à capteurs verticaux (sondes géothermiques) : ce dispositif est constitué par un forage dans lequel est descendu un tube PEHD coaxial ou en U dans lequel circule en circuit fermé un fluide caloporteur. La profondeur du forage est généralement comprise entre 50 et 100 m. Pour des besoins importants (petits immeubles collectifs ou ensembles tertiaires) il est possible de multiplier sur un même site le nombre de forages, constituant ainsi un champ de sondes géothermiques. Le fluide caloporteur est en général de l'eau glycolée.
- **L'eau :** Elle peut être prélevée dans des aquifères (objet de la présente étude), mais elle peut aussi être pompée dans une rivière, dans un lac ou dans la mer. On peut également installer des pompes à chaleur sur des rejets d'eaux usées ou industrielles.

Contrairement aux sources précédemment évoquées, l'eau n'est pas disponible partout.

### I-3-5 Caractéristiques des aquifères superficiels

#### Définition :

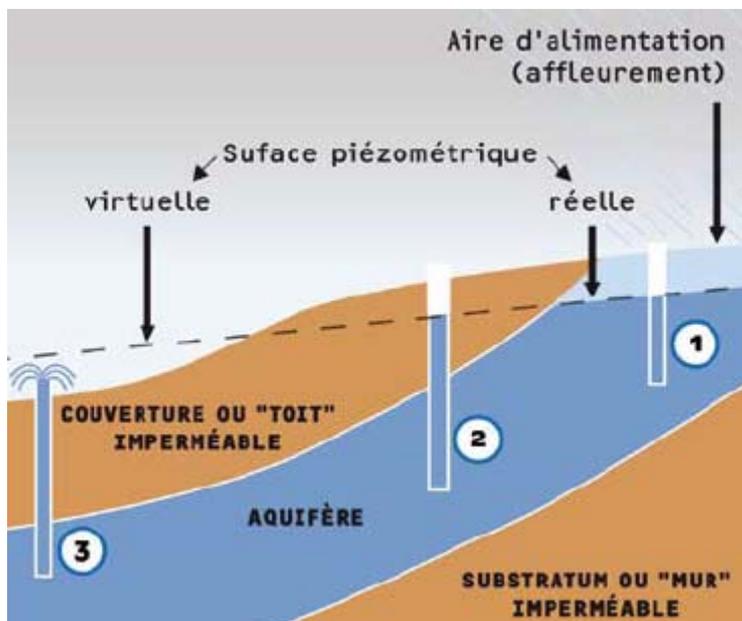
« Ensemble de l'eau présente dans la zone saturée d'un aquifère, dont toutes les parties sont en liaison hydraulique ». Un aquifère peut être défini comme un « corps (couche, massif) de roches perméables à l'eau, à substrat et parfois à couverture de roches moins perméables, comportant une zone saturée et conduisant suffisamment l'eau pour permettre l'écoulement significatif d'une nappe souterraine et le captage de quantités d'eau appréciables ».

#### Types de nappes :

Selon les conditions morphologiques et géologiques, une nappe d'eau souterraine peut être libre (système aquifère libre) ou captive (système aquifère captif).

Dans le cas d'une nappe libre, le niveau piézométrique correspond à la limite entre la zone non saturée et la zone saturée en eau. Ce niveau varie essentiellement en fonction des fluctuations climatiques, notamment saisonnières.

Lorsqu'un forage atteint une nappe captive, l'eau remonte dans le forage. Le niveau de l'eau stabilisé dans le forage représente le niveau piézométrique. Si le niveau piézométrique se situe au-dessus de la surface du sol, l'eau jaillit naturellement. On dit que le forage est artésien.



- 1 : la nappe est libre.
- 2 : elle est captive.
- 3 : elle est captive et artésienne.

Fig I.6 : Différentes types de nappes phréatique

### I-3-6 Paramètres liés à l'aquifère

Il s'agit de la porosité, de la Transmissivité, de la pression et de la température.

**Porosité :** La quantité d'eau qu'un aquifère emmagasine (réserve) dépend de ses dimensions (étendue, épaisseur) et de la porosité des roches qui le constituent ; le débit qu'il écoule est, quant à lui, fonction de la perméabilité des roches. Suivant le type de porosité des formations rocheuses, on distingue classiquement :

- Les aquifères à porosité d'interstices : dans ces formations (sables, grès, craie) l'eau circule principalement entre les grains (sables, certains grès), mais aussi dans les fissures qui ont pu se développer dans la « masse ».
- Les aquifères fissurés/fracturés : les roches qui les constituent (granites, roches métamorphiques, calcaires) sont très peu poreuses mais le réseau de fractures parfois bien développé qui les affecte peut en faire des aquifères intéressants.

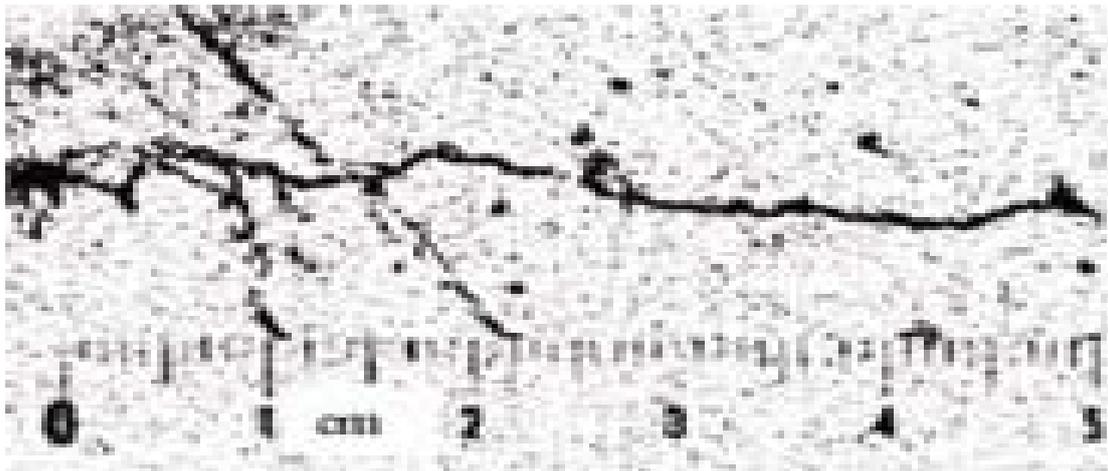


Fig I.7 : Porosité de fissure

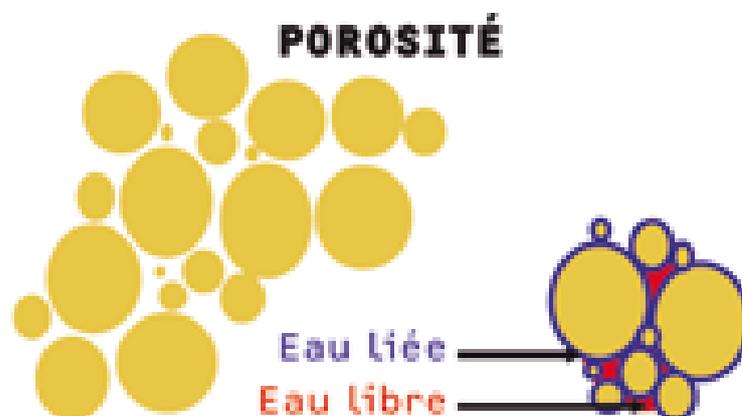


Fig I.8 : Porosité d'interstice

**Perméabilité – Transmissivité**

La perméabilité d'un aquifère est la propriété d'un aquifère à laisser passer, à travers lui, l'eau en mouvement sous l'effet d'une différence de pression.

Elle s'exprime par le coefficient de perméabilité  $K$ , en mètres par seconde, lié au débit de fluide par unité de surface de roche traversée  $V$  et au gradient de pression exercé par le fluide  $\frac{dP}{dx}$ , et s'exprime par la relation :

$$V = K \frac{dP}{dx} \quad (I-20)$$

Porosité et perméabilité sont deux notions bien distinctes : une roche peut être poreuse mais imperméable (argile).

Dans certains réservoirs souvent granitiques ou calcaires, la perméabilité est due à la présence d'un réseau interconnecté de fissures dans la roche réservoir.

Transmissivité : ce paramètre est égal au produit de la hauteur productrice ( $h$ ) de l'aquifère par la perméabilité moyenne sur cette hauteur. Elle s'exprime en  $m^2/s$ . Ce paramètre est fondamental pour déterminer la productivité d'un aquifère.

Pression hydrostatique du gisement : la pression statique du gisement correspond à la pression de l'aquifère dans les conditions naturelles, sans pompage, ni réinjection.

La pression en tête de puits est aussi fonction de l'altitude. Si cette pression est positive, ce qui est souvent le cas, le puits sera artésien (l'eau jaillit naturellement).

Sous l'effet du pompage on constate l'abaissement de la surface d'une nappe libre ou de la surface piézométrique. Ce phénomène illustré dans les graphiques ci-dessous est désigné sous le terme de rabattement.

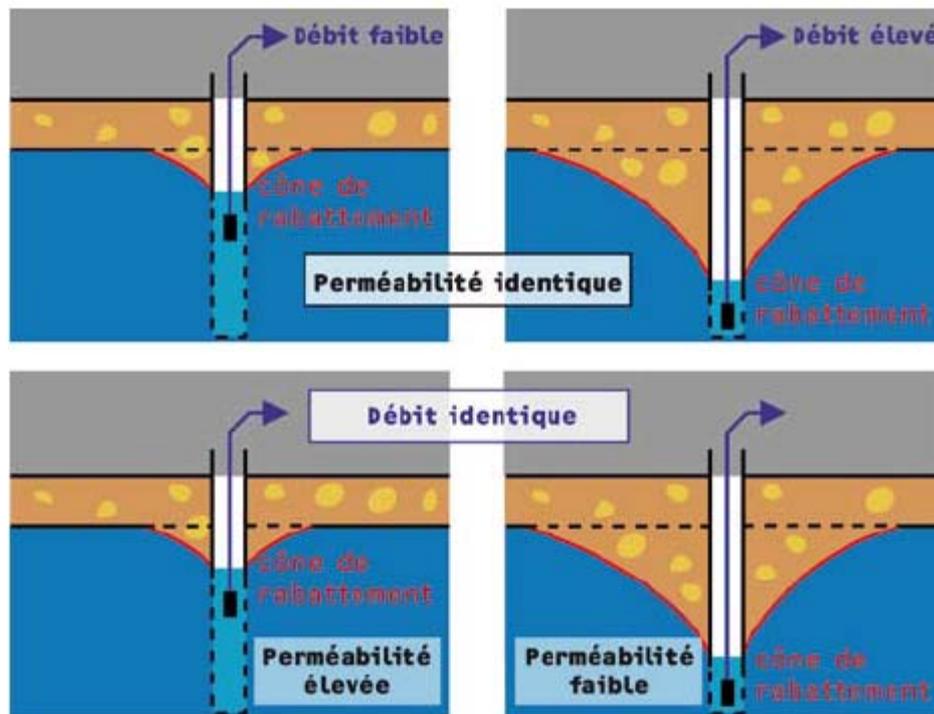


Fig. I.10 : Relation perméabilité, débit et rabattement dans le captage.

### I-3-7 Équipements du forage

#### Tubages :

Les tubages en acier doivent respecter des normes de qualité liées à leur résistance mécanique. Ils sont résistants mais ils peuvent être corrodés par l'eau.

Les aciers inoxydables ont un coût élevé. On doit veiller à l'homogénéité de l'acier utilisé pour les tubages et les crépines sous peine de voir apparaître un effet de pile pouvant entraîner des dommages importants au matériel tubulaire et à terme la destruction du forage. Les éléments de tubages et/ou crépines sont soudés ou vissés.

Les tubages en PVC sont très utilisés en raison de leur résistance à la corrosion, de leur coût plus faible que celui de l'acier, de la facilité de manipulation et d'assemblage des éléments de tubage ou de crépine. Les éléments sont vissés ou collés. Cependant, ils ne peuvent pas être utilisés pour les forages profonds. Leur flexibilité exige l'utilisation de centreurs. Au-dessus du niveau de l'eau, le PVC vieillit ; il peut se fendre et son diamètre légèrement diminuer. Les cimentations annulaires peuvent donc ne plus assurer une étanchéité satisfaisante.

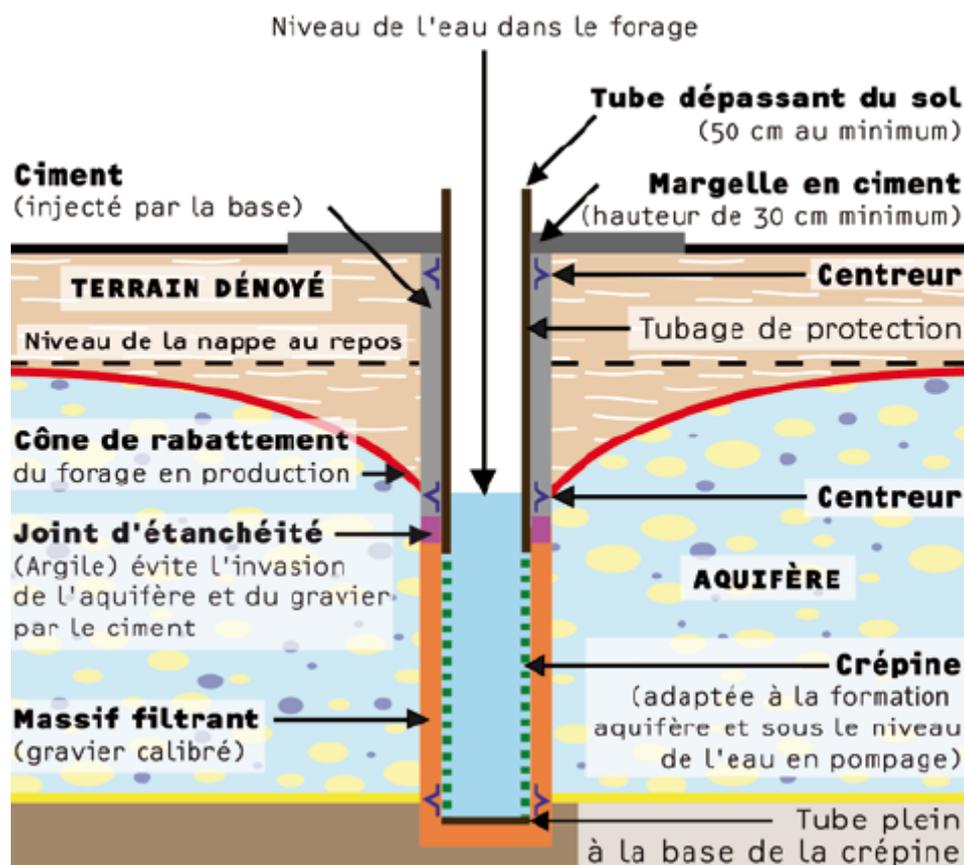
L'inox est également utilisé en forage, notamment en forage d'eau potable. Il présente l'avantage d'être très peu sensible à la corrosion.

Le coût des tubages en inox est nettement plus élevé que celui des autres matériaux, ce qui explique son utilisation peu fréquente.

### I-3-8 Configuration des forages :

**Forage en nappe libre :** cette configuration est la plus courante pour les forages de petit diamètre (de 150 à 250 mm).

Le forage, excepté pour la hauteur de l'avant tube, est réalisé en une seule passe jusqu'à la formation aquifère.



**Fig I.11 :** Forage d'une nappe libre

### Forage en nappe captive :

Dans ce cas, l'ouvrage est réalisé en deux étapes avec aveuglement par cimentation axiale sous pression par le bas au niveau de la couche imperméable séparant les deux aquifères. Après un temps de prise de 24 à 48 heures minimum, le forage est poursuivi en diamètre réduit dans la nappe inférieure à capter.

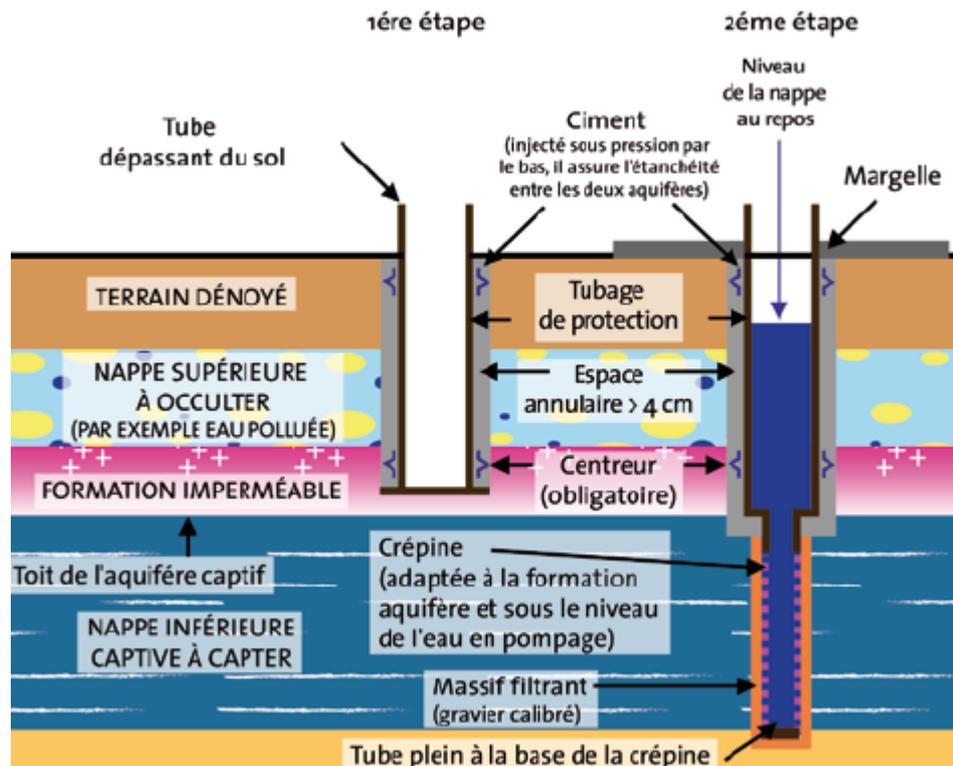


Fig. I.12 : Forage en nappe captive

### Crépines

La crépine a pour fonction d'assurer la production d'eau sans venue de sable en induisant des pertes de charge minimales. Elle doit résister à la corrosion et à la pression et avoir une longévité maximale. Les types de crépines sont déterminés suivant la forme et le pourcentage de vides pour allier résistance et vitesse de l'eau dans les ouvertures.

### Pompage

Le choix de la pompe de puisage a une grande importance sur les coûts de fonctionnement de ce type de solution. En effet, en fonction de la profondeur du forage, la puissance électrique de la pompe est plus ou moins importante.

En fonction des caractéristiques hydrogéologiques, de la géométrie du forage et du régime d'exploitation envisagé, le choix de la pompe peut être arrêté sur :

- une pompe de surface pour les nappes à faible niveau statique et dynamique sous le sol (de quelques mètres seulement) ;
- une pompe immergée pour les nappes à niveau statique plus profond ou ayant une faible productivité en cours d'exploitation.

La pompe immergée peut être, soit suspendue à une colonne d'exhaure, soit entraînée depuis un moteur en surface et un axe vertical.

Il est nécessaire de prévoir un moteur à vitesse variable pour protéger l'installation et pour limiter les consommations électriques.

Il convient de placer un compteur d'eau sur le forage, cela permet de mesurer les débits pompés.

### **Filtration**

Il est impératif de placer un filtre avant l'échangeur (voire deux pour faire la maintenance) afin d'arrêter les particules en suspension dans l'eau géothermale qui sont fréquemment rencontrées au démarrage de l'installation. Ces filtres doivent être dimensionnés en fonction du type d'échangeur installé (dans le cas d'un échangeur en Inox une filtration à 500 microns est bien souvent suffisante).

### **I-3-9 Échangeurs**

Les échangeurs doivent être en Inox *a minima* en 316L, voire plus si l'analyse d'eau indique la présence d'une eau fortement corrosive.

### **Conditions de rejet des eaux**

Après utilisation de l'eau pour l'usage thermique, il faut trouver un exutoire capable de recevoir les débits et les volumes utilisés. La voie normale est le rejet dans l'aquifère d'origine.

### **Le rejet dans l'aquifère d'origine**

Le rejet dans l'aquifère d'origine est la solution qui, du point de vue de l'environnement, est sous certaines conditions la plus satisfaisante.

En effet, il y a restitution de l'eau à son milieu d'origine ce qui se traduit par un bilan prélèvement – restitution égal à zéro. Ce type d'installation ne remet donc pas en cause la gestion quantitative des stocks d'eau souterraine. Il va sans dire que le rejet doit être réalisé dans la même nappe que celle où a lieu le prélèvement ; la réinjection dans une autre nappe est interdite par la réglementation.

Dans ce cas-là, il est nécessaire de calculer la distance entre les puits qui permettra d'éviter une interférence thermique et hydraulique entre le puits de production et le puits de réinjection. Il conviendra alors de tenir compte de l'écoulement naturel de la nappe d'eau souterraine.

**Conclusion**

La présente étude montre une multitude de travaux qui traitent les modèles sur l'agrosystème serre, ces modèles sont basés sur les bilans de masse et d'énergie, ce qui nous permette de quantifier les transferts de chaleur et de vapeur d'eau. On constate que les études sur l'hétérogénéité du climat sous serre fermée sont très rares, ce n'est que dernièrement que des études ont été entamé citant les étude du BRGM et CTIFL (Application du stockage thermique aquifère en chauffage et refroidissement des serres maraîchères en France ; étude de préfaisabilité, BRGM/RP -55481-fr. France 2007) et compte rendu d'expérimentation : test d'échangeur thermique pour climatiser les serres CTIFL 2008) Tomate hors sol , notre étude consiste à étudier le climat de la serre fermée, quantifier à l'aide de la simulation sous fluent les transfert de chaleur et de vapeur d'eau à l'intérieur de la serre, quantifier l'énergie à stocker dans l'aquifère pendant la saison estivale et ce en présence et en absence du végétal(tomate).

BRGM : Bureau de Recherche Géologique et Minière

CTIFL : Centre Technique Interprofessionnel des Fruits et Légumes.

**I-1 Etat de l'art****Introduction**

Plusieurs études ont montré que les coûts liés à l'utilisation de l'énergie dans les serres varient en moyenne de 20 à 30 % des coûts de production en serre. Ces chiffres cachent une grande variabilité qui dépend d'une multitude de facteurs. Parmi ceux-ci, nous pouvons citer la nature de la culture en place, le type de serre (simple ou multichapelle), la nature des techniques d'isolation (écran thermique), la saison de culture, la source d'énergie et la régie culturale.

**I-1-1 Modélisation du système serre**

Une serre est un milieu confiné qui met en jeu de nombreux mécanismes physiques et biologiques. Il ne sera pas aisé de décrire avec une précision égale tous ces mécanismes. Le rôle de la modélisation permet de contourner la complexité de traiter exactement par la méthode analytique les problèmes physiques mis en jeu. Le modèle constitue un système fictif, pour lequel les équations générales de la physique prennent une forme relativement simple et permet d'approcher les propriétés du système réel.

**I-1-2 Concept de la serre fermée**

Le concept de la serre fermée consiste en une serre n'ayant pas de système de ventilation. La chaleur excédentaire est stockée en été dans le sous-sol par l'intermédiaire d'un système d'échangeur de chaleur et une partie de celle-ci est récupérée en hiver. Il y a également le contrôle de l'humidité qui doit se faire. Ce concept est en cours de développement et en test en Hollande. Les résultats préliminaires ont permis d'obtenir des rendements supérieurs de 20% par rapport à une serre témoin. Une partie du rendement est expliquée par l'enrichissement de l'atmosphère en CO<sub>2</sub> maintenu plus longtemps dans la serre fermée. Les économies d'énergie ont été de 37% [De Halleux Damien 2005].

**I-1-3 Définition du modèle**

Les conditions climatiques au voisinage du sol résultent des échanges de chaleur et de masse entre le sol, la végétation et l'atmosphère. Ainsi, L'agrosystème serre peut être décrit à partir des transferts d'énergie et de masse. Ces transferts peuvent s'effectuer sous trois formes :

- Par **rayonnement** : les échanges correspondent à un transfert d'énergie, par les oscillations rapides des champs électromagnétiques, qui ne nécessite pas de support matériel pour se déplacer.
- Par **convection** : les échanges s'effectuent grâce au transport de l'énergie thermique par un fluide en mouvement ;
- Par **conduction** : les échanges ont lieu au sein des milieux sans mouvement, ce qui correspond à la propagation de proche en proche des énergies moléculaires internes dans les milieux solides (sol, couverture...);

La modélisation mathématique traduisant les phénomènes considérés, aboutit à la résolution d'un système d'équations par des méthodes numériques ou analytiques.

Les échanges précédemment définis n'ont pas la même importance relative et que la prise en compte de ces différents échanges dépend de la précision recherchée et de l'objectif de la simulation.

#### **I-1-4 les échanges radiatifs**

Le rayonnement solaire constitue la principale source d'énergie qui fait fonctionner le système terrestre. Les mécanismes d'interaction de la lumière avec les plantes sont complexes. La totalité du flux d'énergie solaire couvre le domaine des longueurs d'onde comprises entre 0.15 et 4.0  $\mu\text{m}$  alors que celui de la surface terrestre est compris dans le domaine allant de 3 à 100  $\mu\text{m}$  [Boulard 1996]. Il n'existe qu'un très faible recouvrement entre les deux spectres. Ces deux domaines sont appelés les domaines des courtes et des grandes longueurs d'ondes. Le bilan radiatif est la somme algébrique des échanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes.

#### **I-1-5 Les échanges radiatifs de courte longueur d'onde**

La couverture de la serre transmet la plus grande partie du rayonnement solaire utile à la photosynthèse (entre 0,4 et 0,7  $\mu\text{m}$ ). C'est pourquoi les échanges radiatifs de courtes longueurs d'onde ont été très tôt analysés en détail (Nisen, 1969 ; Nisen et Dogniaux, 1975). Des programmes de calcul numérique ont été développés pour traiter les différents aspects de ce problème (Kozai et al).

Pour un rayonnement global incident donné au sommet d'un couvert végétal, le climat lumineux en son sein dépend de son architecture ainsi que des propriétés optiques de ses différentes composantes et du sol. Le rayonnement incident (direct et diffus) peut varier

considérablement d'un point à l'autre, à cause des taches de soleil, des zones d'ombre et de pénombre (Sinoquet, 1993). Ce problème a été étudié pour une culture de rosiers sous serre (Stanhill et al. 1973). D'une manière générale, il a été montré que :

- la proportion du rayonnement diffus est plus importante sous serre qu'en plein air,
- la disposition des cultures en *rangs* complexifie le traitement du problème (Stanhill et al. 1973 ; Tchamitchian, 1990),
- l'effet de la saison, sur la transmission du rayonnement sous serre, est très important.

C'est la raison pour laquelle, il est nécessaire de déterminer des valeurs moyennes, correspondant à une certaine intégration spatiale, pour d'écrire le profil lumineux à l'intérieur d'un couvert végétal.

#### **I-1-6 Les échanges radiatifs de courtes et grandes longueurs d'onde**

Les apports d'énergie correspondent au rayonnement atmosphérique. Les échanges se produisent essentiellement entre le sol, les plantes, les parois et l'extérieur. La nature de la couverture joue donc un rôle prédominant. Les matériaux utilisés pour la couverture doivent être le plus transparent possible dans le domaine du visible, afin de favoriser la photosynthèse et être opaques dans le domaine des infrarouges thermiques pour optimiser l'effet de serre radiatif. L'effet de serre peut être considéré comme la somme de deux phénomènes :

- le piégeage du rayonnement de grande longueur d'onde par le matériau de couverture. Il est d'autant plus important que le matériau est plus opaque dans ce domaine. Le rayonnement solaire pénétrant dans la serre, chauffe les plantes, le sol et les structures qui, à leur tour, émettent un flux supplémentaire de rayonnement thermique qui est bloqué par les parois. De nombreux modèles détaillés des échanges radiatifs entre les différents constituants de la serre ont été développés (Monteil, 1985; Kimball, 1986).
- L'effet de confinement de la masse d'air contenue dans le volume de la serre, dont les échanges thermiques avec l'extérieur sont fortement ralentis à cause des parois.

#### **I-1-7 Les échanges conductifs**

Dans les conditions naturelles, les échanges de chaleur par conduction concernent essentiellement les transferts thermiques dans le sol et à travers les parois. Compte tenu de la faible épaisseur des parois, on considère que les échanges sont stationnaires et on les intègre dans un coefficient global de transfert (Nijskens et al. 1984 ; Kimball, 1986 ; Jolliet, 1988 ; Issanchou, 1991 ; Kittas, 1994). Le sol n'est généralement pas homogène verticalement. Il

peut être constitué par différentes couches qui ont des propriétés thermiques différentes (composition, texture, humidité, ...). De plus, les propriétés thermiques du sol peuvent varier en fonction du temps. C'est pourquoi on utilise des modèles numériques complexes, dans lesquels le sol peut être représenté comme l'empilement de couches homogènes où les équations de base régissant les phénomènes de conduction peuvent être appliquées (Deltour, 1985; Kimball, 1986).

### **I-1-8 Les échanges convectifs**

Les transferts de chaleur et de masse (vapeur d'eau, CO<sub>2</sub>) entre les surfaces et l'atmosphère en mouvement (vent) sont de type convectif. On a l'habitude de distinguer trois formes de convection : libre, forcée ou mixte.

**Convection libre** : La convection est dite libre lorsque le mouvement du fluide est dû à l'action simultanée des différences de température qui existent dans le milieu et d'un champ de force massique. Par exemple, au cours de la journée, la surface du sol s'échauffe car son bilan radiatif est positif. La température de l'air croît et sa masse volumique décroît. Une particule d'air chaud reçoit ainsi, de la part de l'air environnant plus froid, une poussée d'Archimède. Cette particule d'air s'élève donc et est remplacée par de l'air plus froid qui s'échauffe à son tour et le processus continue.

Ce processus qui ne fait intervenir que des forces de pesanteur et la convection libre est alors qualifié de convection naturelle.

**Convection forcée** : La convection est dite forcée, lorsque le mouvement du fluide est provoqué par un champ de force extérieur. Dans les conditions naturelles la convection forcée est due au vent qui est lui-même la résultante du gradient local de la pression atmosphérique et de la force engendrée par la rotation terrestre. Le fluide échange de la chaleur avec des parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences de température.

**Convection mixte** : Ce cas se rencontre souvent dans les conditions naturelles, lorsque la vitesse du vent est faible. Les mouvements de l'air sont alors produits à la fois par les facteurs qui entretiennent le vent et par les gradients verticaux de température. Les transferts de chaleur et de masse sont alors dus en partie à la convection naturelle et en partie à la convection forcée.

## I-2 Calcul des coefficients de transfert de chaleur par convection dans une serre

### I-2-1 Convection naturelle :

Le moteur de la convection est la différence de température qui peut exister entre une surface et un fluide.

Pour le végétal, il s'agit de voir les échanges entre une feuille de végétal portée à une température  $T_f$ , telle que la température de la feuille soit supérieure à celle de l'air ambiant ( $T_f > T_a$ ). Le mouvement de l'air est donc ascendant et c'est tout naturellement que l'on regardera les corrélations données par la littérature, pour une plaque plane horizontale, verticale ou inclinée en convection libre.

Les nombres adimensionnels qui caractérisent la convection libre sont :

Le nombre de Prandtl, qui exprime le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement du fluide sur la diffusivité thermique :

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\frac{\lambda}{\rho C_p}} = \frac{\rho \nu C_p}{\lambda} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{I-1})$$

Avec  $\nu$  la viscosité cinématique et  $\mu$  la viscosité dynamique de l'air (à la température moyenne de 300 K,  $\mu_a = 1.85 \cdot 10^{-5}$  Kg/m.s),  $C_p$  la chaleur spécifique ( $C_{p_a} = 1006$  J/Kg.K) et  $\lambda$  la conductivité thermique ( $\lambda_a = 0,026$  W/m.K). Ce qui donne une valeur moyenne de 0,71 pour Pr de l'air qui sera retenue dans les calculs.

Le nombre de Grashof qui exprime le rapport entre la poussée d'Archimède et les forces de viscosité :

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{I-2})$$

Où  $\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$  est le coefficient d'expansion volumique à pression constante qui est pris

égal à  $1/T$  pour les gaz parfaits comme c'est le cas pour l'air ( $\beta = 1/300$  dans notre cas).

$L$  est la longueur caractéristique de la feuille de végétal,  $g$  l'accélération de la pesanteur ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) et  $\Delta T$  la différence de température entre le végétal et l'air ambiant.

Appliqué à l'air ambiant de la serre à une température moyenne de 300 K, on obtient :

$$Gr = 1,307 \cdot 10^8 L^3 \Delta T \quad (\text{I-3})$$

Il existe un nombre adimensionnel qui regroupe ces deux premiers et qui s'appelle le nombre de Rayleigh :

$$Ra = Gr.Pr \quad (I-4)$$

et pour notre cas,  $Ra = 0,93.10^8 L^3 \Delta T$

Enfin, le nombre de Nusselt qui exprime le rapport entre l'échange par conduction à la paroi sur l'échange par convection dans la couche limite :

$$Nu = \frac{h_a \Delta T}{\frac{\lambda \Delta T}{L}} = \frac{h_a L}{\lambda} \quad (I-5)$$

Où  $h_a$  est le coefficient de transfert à la surface du végétal.

La relation qui lie les trois nombres adimensionnels (Nu, Gr et Pr) est empirique et de la forme :

$$Nu = a Ra^n \quad (I-6)$$

La relation à retenir dans le cas flux ascendant pour une plaque horizontale [15].

Comme c'est le cas d'une feuille du végétal supposée à l'horizontal brassée par l'air avec un flux de chaleur ascendant est :

$$Nu = 0,54 Ra^{0,25} \quad (I-7)$$

On tire, de la relation (5), l'expression du coefficient de transfert  $h_a$  :

$$h_a = \frac{\lambda_a Nu}{L} \quad (I-8)$$

On trouve, en remplaçant les paramètres de l'air par leurs valeurs, l'expression suivante :

$$h_a = 1.38 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25} \quad (I-9)$$

### I-2-2-Convection forcée

En convection forcée, nous reprenons les corrélations données dans la littérature pour une plaque plane horizontale. Dans notre cas, on peut vérifier que pour des vitesses d'air pratiquées dans la serre et pour les dimensions de la feuille de végétal, l'écoulement résultant est plutôt laminaire. On retient alors la corrélation donnée par [15]

$$\text{Soit : } Nu = 0.664.Re_L^{0,5} Pr^{1/3} \quad (I-10)$$

Ce qui donne pour le coefficient d'échange convectif en convection forcée :

$$h_a = \frac{\lambda_a}{L} 0.664 Re_L^{0,5} .Pr^{1/3} \quad (I-11)$$

Et en remplaçant les paramètres de l'air, on trouve :

$$h_a = 3.9 \left( \frac{u}{L} \right)^{0.5} \quad (\text{I-12})$$

Au final pour la convection mixte nous retenons pour  $h_a$  la formule suivante :

$$h_a = 1.38 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25} + 3.9 \left( \frac{u}{L} \right)^{0.5} \quad (\text{I-13})$$

### **I-3 Principe de fonctionnement d'une serre fermée équipée d'un aquifère :**

Les serres sont utilisées traditionnellement par les agriculteurs du monde entier pour optimiser leurs cultures. Le principe général est de piéger la chaleur des rayons solaires, ce qui entraîne une augmentation de la température à l'intérieur de l'enceinte, c'est l'effet de serre.

Mais pour maintenir une température à peu près constante durant l'hiver et la nuit, les agriculteurs ont souvent recours à un système de chauffage au gaz. Dans le contexte énergétique actuel, les énergies fossiles sont de plus en plus rares et donc chères et polluantes. Aux Pays-Bas, où le chauffage des serres représente 10% de la consommation nationale de gaz naturel, des chercheurs ont réfléchi à une solution alternative pour le chauffage des serres.

L'idée est de développer un système permettant de s'affranchir de l'utilisation du gaz et qui plus est, de transformer les serres en sources d'énergie renouvelables, utilisables par les habitations de proximité. De leur travail est né le concept de serre écologique avec un projet concret : la cité serre.

Ce projet est basé sur une serre fermée qui capte l'excès de chaleur du soleil pendant l'été et le stocke dans un réservoir aquifère. Cette chaleur est ensuite réutilisée pour chauffer la serre la nuit et en hiver, mais également pour chauffer les habitations environnantes, c'est un stockage inter saisonnier.

#### **I-3-1 Schéma global de l'installation**

Les différents systèmes sont étroitement connectés, le système de nutrition des plantes est une section du cycle de l'eau, lui même connecté avec le système de chauffage de la serre, ce qui forme les bases du schéma de la cité Serre.

La serre est volontairement fermée et il n'y a pas de ventilation pour évacuer l'excès de chaleur dans l'air. Dans les périodes chaudes, le soleil chauffe la serre et la chaleur de l'air est transmise à un circuit d'eau via des échangeurs eau/air disposés aux pieds des plantes.

L'eau chauffée grâce aux échangeurs est ensuite envoyée dans un réservoir aquifère situé sous la serre, entre 25 et 100 m de profondeur.

Un gradient de température (de 8 à 25°C) s'établit naturellement dans l'aquifère (stratification naturelle due à la variation de masse volumique de l'eau) qui sert donc de réservoir pour stocker la chaleur.

Il est également possible de refroidir la serre pendant les chaudes journées d'été, en pompant l'eau froide à 8°C dans le fond de l'aquifère puis en l'envoyant dans un autre échangeur eau/air permettant ainsi le refroidissement de l'air de la serre dont la température intérieure ne doit pas dépasser 30 °C.

Dans les périodes plus froides, en hiver ou pendant la nuit, l'eau chaude à 25°C est pompée et envoyée dans les échangeurs pour réchauffer la serre et chauffer les habitations via un plancher chauffant.

Dans l'aquifère, il est nécessaire de conserver un équilibre thermique sur une base de temps annuelle. En été, la température dans l'aquifère ne doit pas dépasser 25°C (lois néerlandaises) pour éviter un lent réchauffement du sol. Pour ce faire, il est nécessaire d'utiliser une tour de refroidissement fonctionnant grâce à un échangeur air/eau (un appoint en eau est nécessaire car l'air s'humidifie en montant).

Les échangeurs de chaleur eau/air utilisés sont basés sur une technologie qui permet d'obtenir une grande efficacité d'échange, et ce même à basse température. Ils sont composés d'un réseau de tubes en cuivre de diamètre 0.1 mm, qui permet d'obtenir un très bon coefficient d'échange thermique surfacique (jusqu'à 300 W/m<sup>2</sup>.K). Grâce à une capacité de traitement de 4000 m<sup>3</sup>/h, il est possible de chauffer ou refroidir rapidement de grands volumes. De plus, le faible pincement des échangeurs (différence de température entre l'air entrant et l'eau sortante inférieure à 5°C) permet de récupérer de la chaleur à basse température en consommant peu d'énergie.

De tels échangeurs sont également utilisés pour le système de conditionnement d'air dans les habitations reliées à la serre : un système VMC double flux « classique » (soufflage et extraction mécanique) couplés à deux de ces échangeurs. Les calories de l'air sortant sont captées par l'eau qui est immédiatement réintroduite dans l'autre échangeur relié à l'air entrant. L'air entrant est donc réchauffé avant son introduction dans le bâtiment.

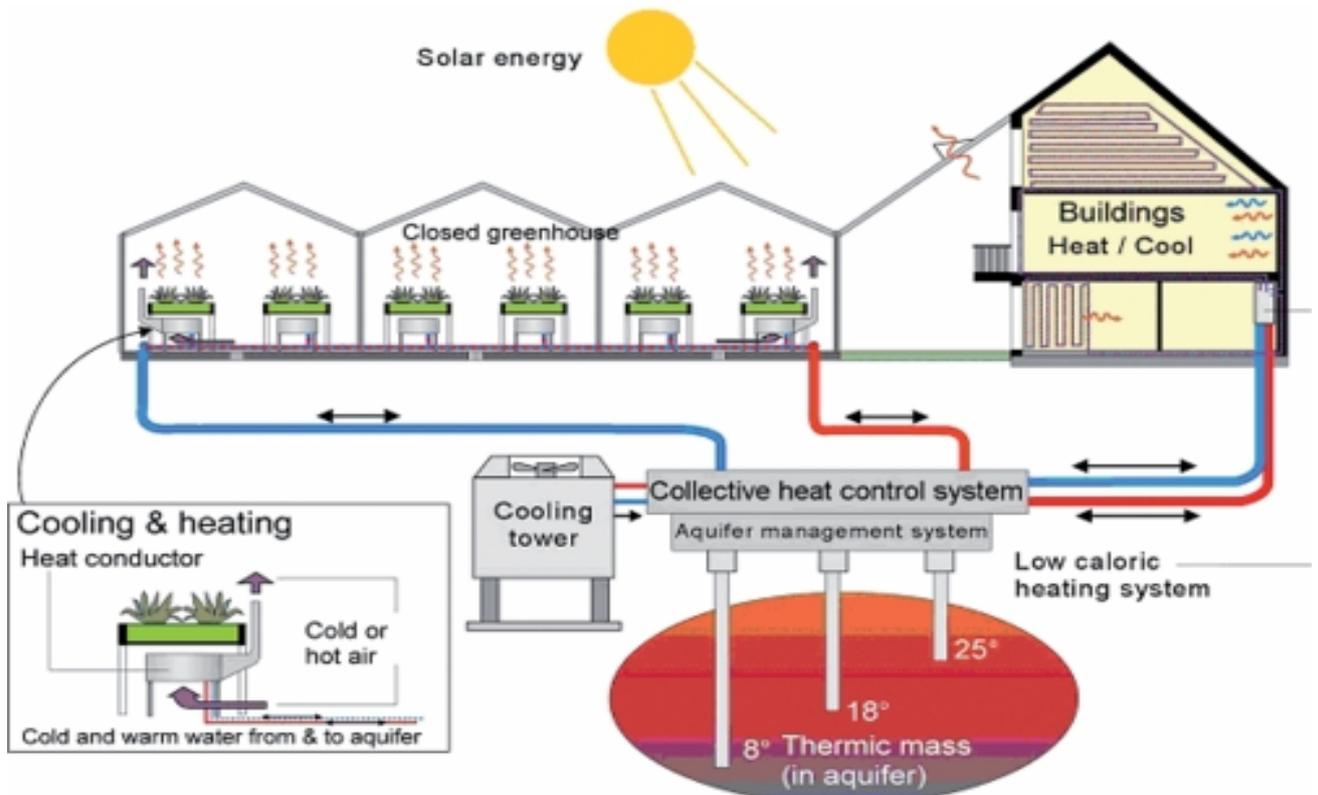


Fig I-1 : Principe de fonctionnement d'une serre fermée avec stockage en milieu aquifère

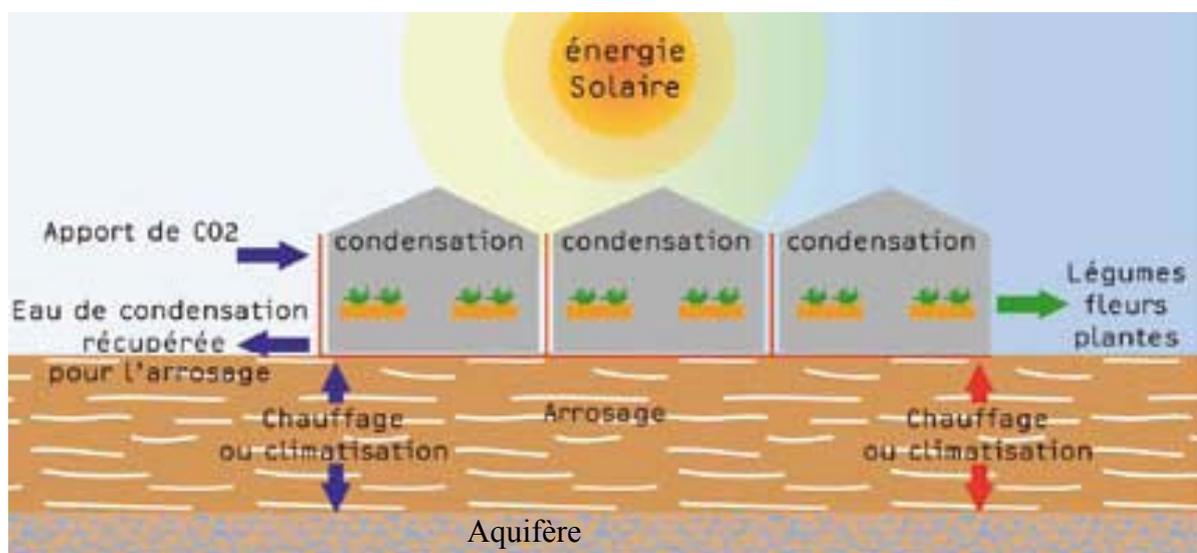


Fig I-2 : Le cycle d'eau entre la serre et l'aquifère

**I-3-2 Serre semi fermée sans aquifère**

L'unique condition nécessaire à un tel projet est d'être sur un terrain ayant un aquifère en sous-sol. On peut développer une variante autour du procédé initial de serre fermée avec aquifère : le concept de la serre semi fermée.

Le concept de la serre semi fermée est basé sur le même système de chauffage par échangeurs de chaleur eau/air auquel on associe une tour aéro-réfrigérante et un bassin tampon qui joue le rôle d'aquifère en augmentant l'inertie thermique du système. Ce dispositif permet de refroidir la serre la journée et de la chauffer la nuit en utilisant l'énergie solaire et le froid de l'air.

La serre reste fermée ou semi fermée tout au long de l'année. La chaleur apportée par l'énergie solaire est refroidie avec l'eau froide créée la nuit par la tour aéro-réfrigérante et stockée dans le bassin. L'eau tiède ainsi obtenue est réutilisée pour chauffer la nuit. Lorsque cela est nécessaire en hiver, on peut utiliser l'eau chaude produite par une chaudière (économie de 65 à 70% de gaz).

**I-3-3 Principe de fonctionnement de la pompe a chaleur**

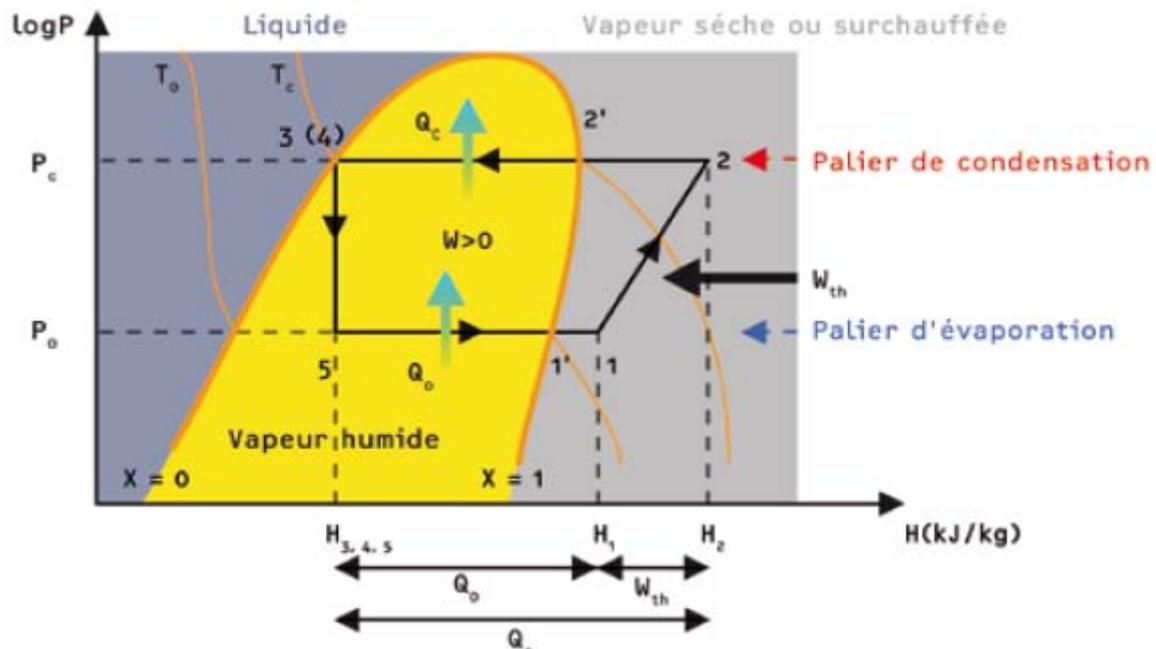
L'utilisation de systèmes thermodynamiques pour assurer soit le chauffage seul, soit le chauffage et le rafraîchissement de locaux, est un procédé plus complexe que les procédés traditionnels de chauffage mais plus performant. Ses principaux avantages portent sur la gratuité de la ressource géothermale et la possibilité de produire de la chaleur et/ou du froid.

Les pompes à chaleur (PAC) sur aquifère ont par ailleurs la particularité d'associer deux secteurs d'activité qui n'ont a priori rien à voir : l'hydrogéologie et le génie climatique.

Le développement de cette technologie doit gérer la mise en adéquation entre d'une part la ressource géothermale dont la température est imposée, et à peu près constante dans le cas des aquifères superficiels, et d'autre part des bâtiments (ou des serres) dont les besoins énergétiques sont également fixés ; les principaux éléments variants sont donc le débit pompé et la puissance thermique.

Il existe deux grandes familles de pompes à chaleur : les pompes à chaleur à compression et les pompes à chaleur à absorption qui sont beaucoup moins diffusées que celles à compression. Les éléments généraux ci-après ne concernent donc que les PAC à compression.

La chaleur prélevée au niveau de l'environnement (air, sol, eau...) est captée par le fluide caloporteur (à faible point d'ébullition) au niveau de l'évaporateur. Le fluide change d'état et se transforme en vapeur. Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa température. C'est au niveau du condenseur que la vapeur en se condensant transmet sa chaleur au milieu à chauffer. La température de ce dernier s'abaisse fortement le rendant prêt pour une nouvelle absorption de chaleur et le cycle peut recommencer.



**Fig I.3** : Le diagramme dit de Mollier permet de suivre l'évolution du cycle thermodynamique idéal du fluide qui circule dans la pompe à chaleur à compression

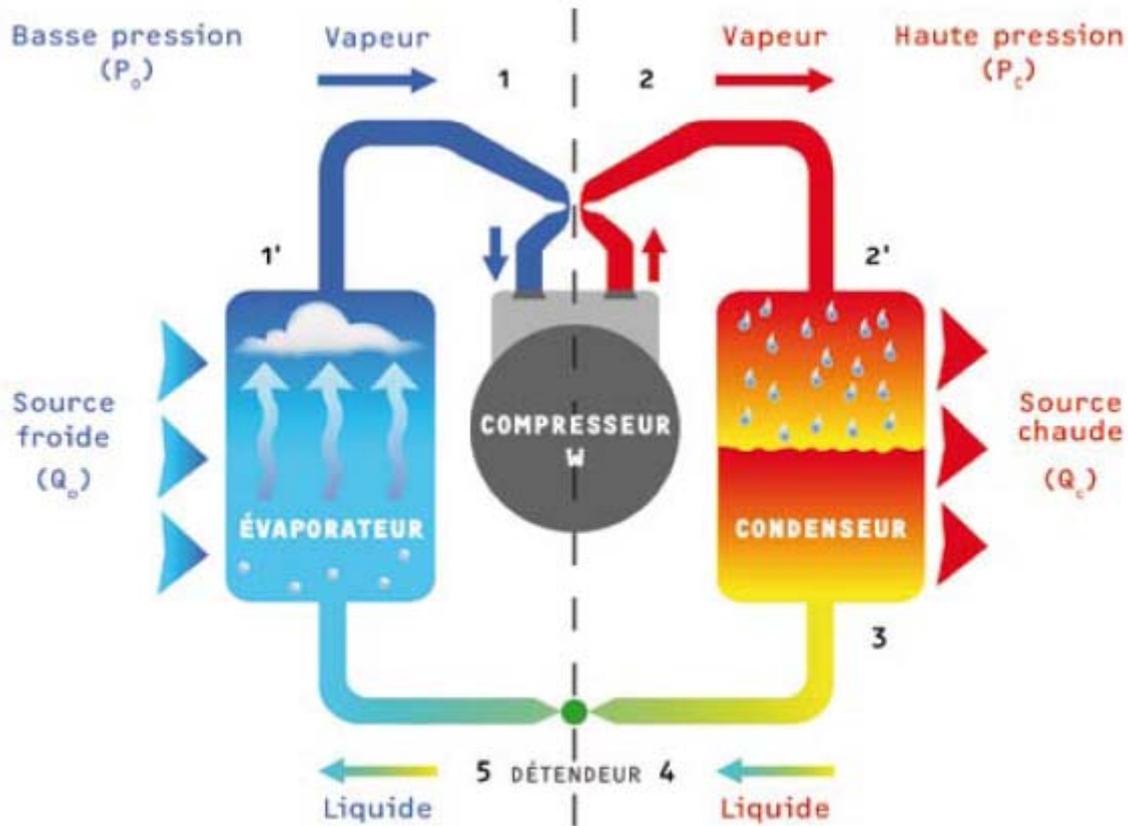


Fig I.4 : Principe de fonctionnement d'une PAC à compression.

On vérifie ainsi le premier principe de Carnot sur l'échelle en abscisse, on considère :

- La quantité de chaleur dégagée au condenseur :

$$Q_c = H_2 - H_4 \quad (I-14)$$

- La quantité de froid produite à l'évaporateur :

$$Q_0 = H_1 - H_5 \quad (I-15)$$

- Le travail dépensé au compresseur :

$$W_{th} = H_2 - H_1 \quad (I-16)$$

En application du deuxième principe de Carnot, le COP théorique ou idéal est égal à :

$$COP = \frac{T_c}{T_c - T_0} \quad (I-17)$$

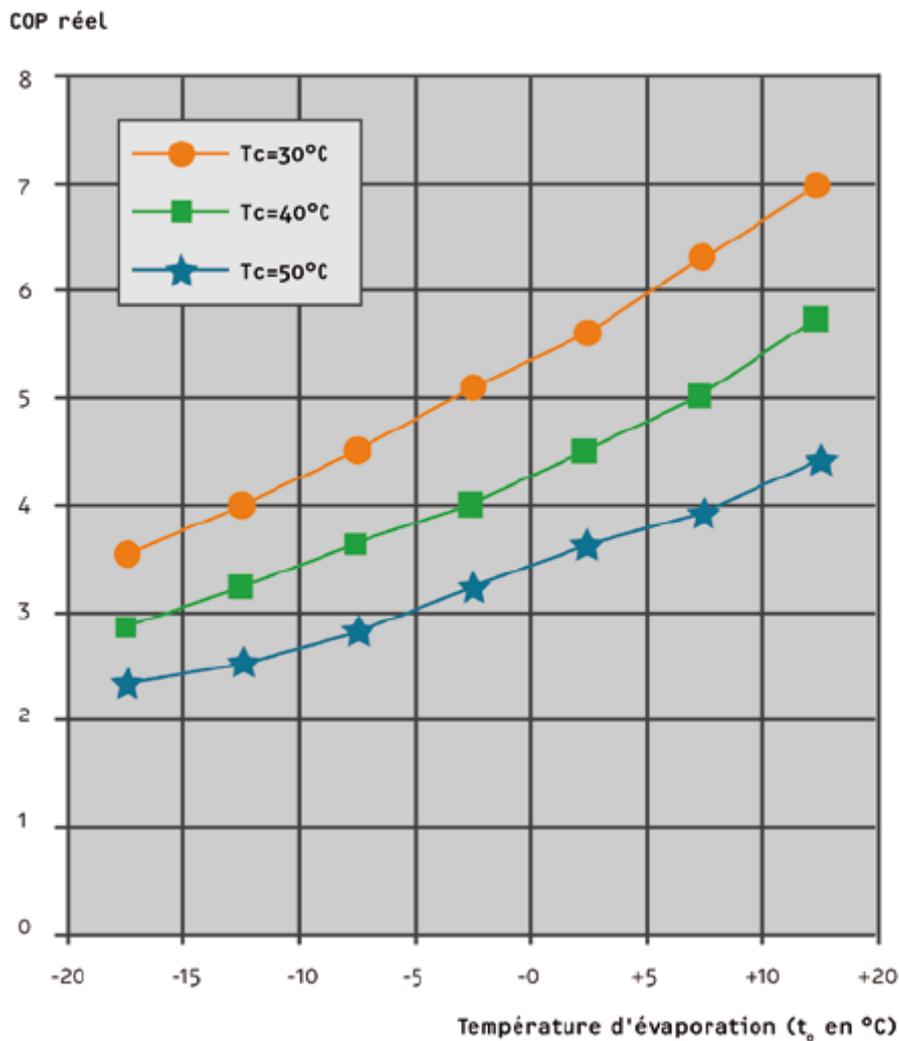
Sur le diagramme de Mollier :

$$COP = \frac{H_2 - H_1}{T_2 - T_1} \quad (I-18)$$

On peut également en déduire un coefficient de réfrigération CR (appelé parfois coefficient d'efficacité énergétique), rapport de la chaleur absorbée à l'évaporateur à l'énergie reçue au compresseur.

$$C_R = \frac{Q_0}{W_{th}} = \frac{(H_2 - H_4)}{(H_2 - H_1)} \quad (I-19)$$

Dans la pratique du fait de la difficulté d'évoluer selon le cycle théorique de Carnot et des rendements des équipements du système (moteurs, échangeurs, pertes de charges des circuits frigorifiques...), le COP effectif est affecté d'un coefficient de 0,4 à 0,7.



**Fig I.5 :** Évolution du COP réel en fonction des températures d'évaporation.

Le COP sera d'autant plus élevé que l'écart de température entre la source et le milieu à chauffer sera faible.

**I-3-4 Les différentes sources froides :**

- **L'air extérieur :** C'est la source froide la plus utilisée dans la mesure où elle est disponible partout. L'inconvénient réside dans la variabilité de son niveau de température, et donc de sa baisse de performance pour les températures extérieures basses, au moment où l'on a besoin de plus d'énergie thermique. Il est nécessaire également d'apporter une attention particulière aux problèmes de bruit ainsi qu'au givrage de l'évaporateur.
- **L'air intérieur :** Cette solution est envisageable lorsqu'il y a un renouvellement d'air important. L'inconvénient de cette source est sa limitation en volume et donc en puissance récupérable.
- **Le sol :** Le sol présente l'avantage de constituer un volant thermique intéressant. Les pompes à chaleur utilisant le sol sont souvent désignées sous le vocable de géothermiques.

Cette filière est en plein développement ; elle s'appuie sur deux systèmes :

- ☞ Les systèmes à capteurs horizontaux : ils sont constitués par des tubes en PEHD (polyéthylène haute densité) enterrés dans le sous-sol à une profondeur inférieure à 1 mètre et dans lesquels circule un fluide caloporteur. C'est en fait l'énergie du sol qui provient du rayonnement solaire et de la migration des eaux de pluie qui est exploitée.
- ☞ Les systèmes à capteurs verticaux (sondes géothermiques) : ce dispositif est constitué par un forage dans lequel est descendu un tube PEHD coaxial ou en U dans lequel circule en circuit fermé un fluide caloporteur. La profondeur du forage est généralement comprise entre 50 et 100 m. Pour des besoins importants (petits immeubles collectifs ou ensembles tertiaires) il est possible de multiplier sur un même site le nombre de forages, constituant ainsi un champ de sondes géothermiques. Le fluide caloporteur est en général de l'eau glycolée.
- **L'eau :** Elle peut être prélevée dans des aquifères (objet de la présente étude), mais elle peut aussi être pompée dans une rivière, dans un lac ou dans la mer. On peut également installer des pompes à chaleur sur des rejets d'eaux usées ou industrielles.

Contrairement aux sources précédemment évoquées, l'eau n'est pas disponible partout.

### I-3-5 Caractéristiques des aquifères superficiels

#### Définition :

« Ensemble de l'eau présente dans la zone saturée d'un aquifère, dont toutes les parties sont en liaison hydraulique ». Un aquifère peut être défini comme un « corps (couche, massif) de roches perméables à l'eau, à substrat et parfois à couverture de roches moins perméables, comportant une zone saturée et conduisant suffisamment l'eau pour permettre l'écoulement significatif d'une nappe souterraine et le captage de quantités d'eau appréciables ».

#### Types de nappes :

Selon les conditions morphologiques et géologiques, une nappe d'eau souterraine peut être libre (système aquifère libre) ou captive (système aquifère captif).

Dans le cas d'une nappe libre, le niveau piézométrique correspond à la limite entre la zone non saturée et la zone saturée en eau. Ce niveau varie essentiellement en fonction des fluctuations climatiques, notamment saisonnières.

Lorsqu'un forage atteint une nappe captive, l'eau remonte dans le forage. Le niveau de l'eau stabilisé dans le forage représente le niveau piézométrique. Si le niveau piézométrique se situe au-dessus de la surface du sol, l'eau jaillit naturellement. On dit que le forage est artésien.

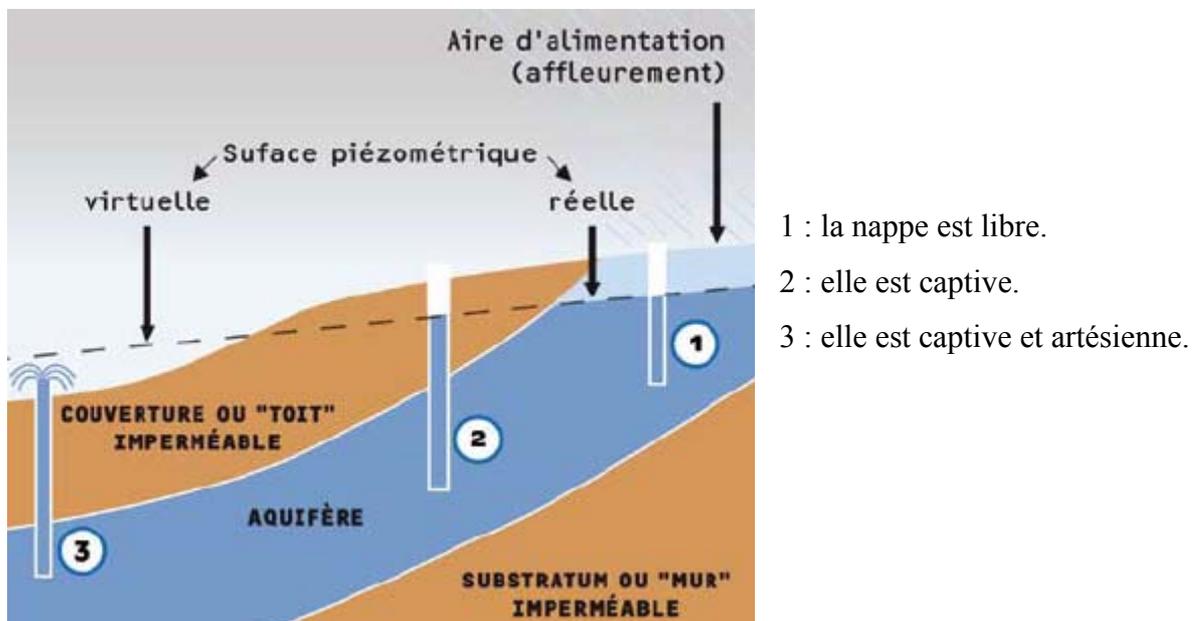


Fig I.6 : Différentes types de nappes phréatique

### I-3-6 Paramètres liés à l'aquifère

Il s'agit de la porosité, de la Transmissivité, de la pression et de la température.

**Porosité :** La quantité d'eau qu'un aquifère emmagasine (réserve) dépend de ses dimensions (étendue, épaisseur) et de la porosité des roches qui le constituent ; le débit qu'il écoule est, quant à lui, fonction de la perméabilité des roches. Suivant le type de porosité des formations rocheuses, on distingue classiquement :

- Les aquifères à porosité d'interstices : dans ces formations (sables, grès, craie) l'eau circule principalement entre les grains (sables, certains grès), mais aussi dans les fissures qui ont pu se développer dans la « masse ».
- Les aquifères fissurés/fracturés : les roches qui les constituent (granites, roches métamorphiques, calcaires) sont très peu poreuses mais le réseau de fractures parfois bien développé qui les affecte peut en faire des aquifères intéressants.

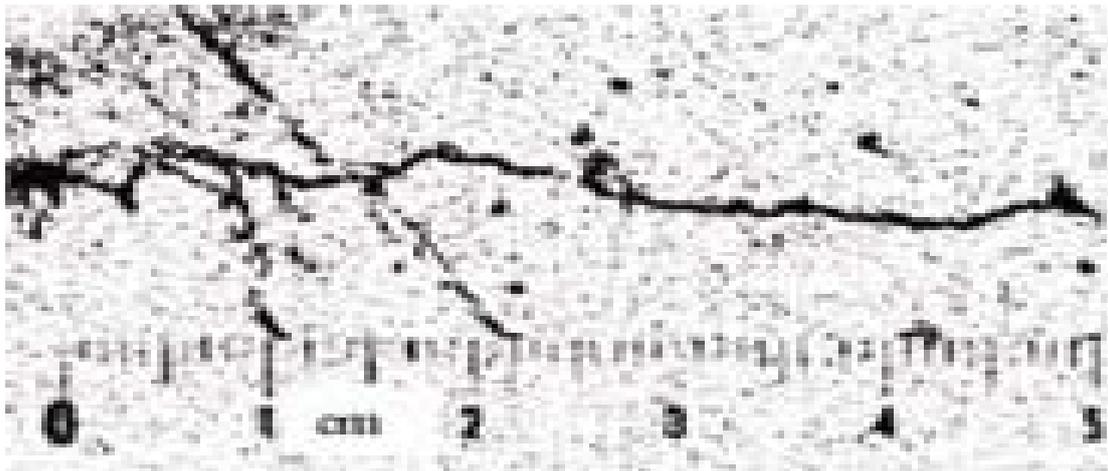


Fig I.7 : Porosité de fissure

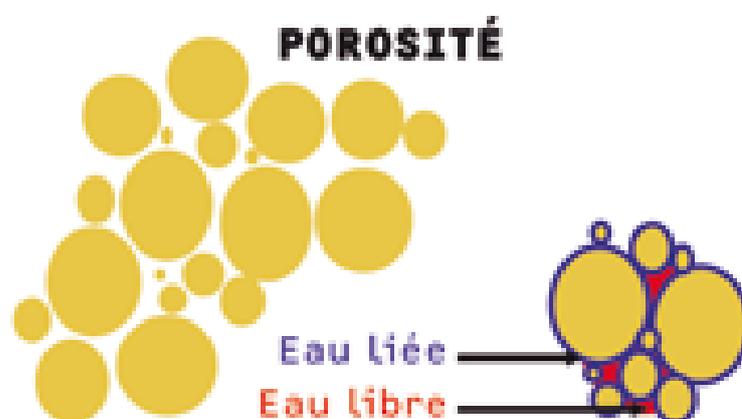


Fig I.8 : Porosité d'interstice

**Perméabilité – Transmissivité**

La perméabilité d'un aquifère est la propriété d'un aquifère à laisser passer, à travers lui, l'eau en mouvement sous l'effet d'une différence de pression.

Elle s'exprime par le coefficient de perméabilité  $K$ , en mètres par seconde, lié au débit de fluide par unité de surface de roche traversée  $V$  et au gradient de pression exercé par le fluide, et s'exprime par la relation :

$$V = -\frac{K}{\xi} \vec{\text{grad}} P \quad (\text{I-20})$$

Porosité et perméabilité sont deux notions bien distinctes : une roche peut être poreuse mais imperméable (argile).

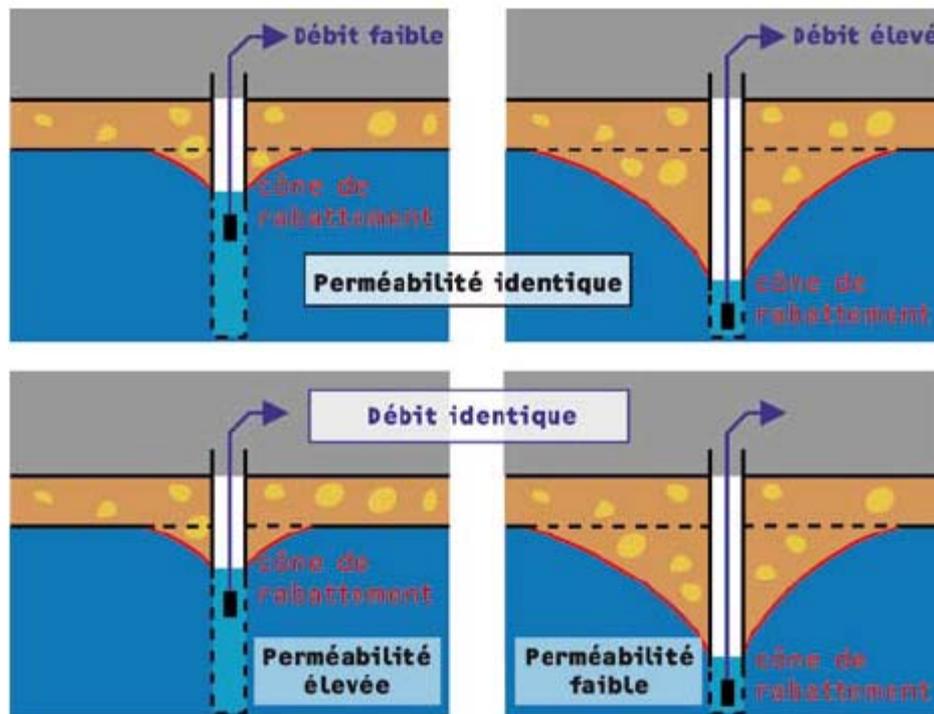
Dans certains réservoirs souvent granitiques ou calcaires, la perméabilité est due à la présence d'un réseau interconnecté de fissures dans la roche réservoir.

Transmissivité : ce paramètre est égal au produit de la hauteur productrice ( $h$ ) de l'aquifère par la perméabilité moyenne sur cette hauteur. Elle s'exprime en  $\text{m}^2/\text{s}$ . Ce paramètre est fondamental pour déterminer la productivité d'un aquifère.

Pression hydrostatique du gisement : la pression statique du gisement correspond à la pression de l'aquifère dans les conditions naturelles, sans pompage, ni réinjection.

La pression en tête de puits est aussi fonction de l'altitude. Si cette pression est positive, ce qui est souvent le cas, le puits sera artésien (l'eau jaillit naturellement).

Sous l'effet du pompage on constate l'abaissement de la surface d'une nappe libre ou de la surface piézométrique. Ce phénomène illustré dans les graphiques ci-dessous est désigné sous le terme de rabattement.



**Fig. I.10** : Relation perméabilité, débit et rabattement dans le captage.

### I-3-7 Équipements du forage

#### Tubages :

Les tubages en acier doivent respecter des normes de qualité liées à leur résistance mécanique. Ils sont résistants mais ils peuvent être corrodés par l'eau.

Les aciers inoxydables ont un coût élevé. On doit veiller à l'homogénéité de l'acier utilisé pour les tubages et les crépines sous peine de voir apparaître un effet de pile pouvant entraîner des dommages importants au matériel tubulaire et à terme la destruction du forage. Les éléments de tubages et/ou crépines sont soudés ou vissés.

Les tubages en PVC sont très utilisés en raison de leur résistance à la corrosion, de leur coût plus faible que celui de l'acier, de la facilité de manipulation et d'assemblage des éléments de tubage ou de crépine. Les éléments sont vissés ou collés. Cependant, ils ne peuvent pas être utilisés pour les forages profonds. Leur flexibilité exige l'utilisation de centreurs. Au-dessus du niveau de l'eau, le PVC vieillit ; il peut se fendre et son diamètre légèrement diminuer. Les cimentations annulaires peuvent donc ne plus assurer une étanchéité satisfaisante.

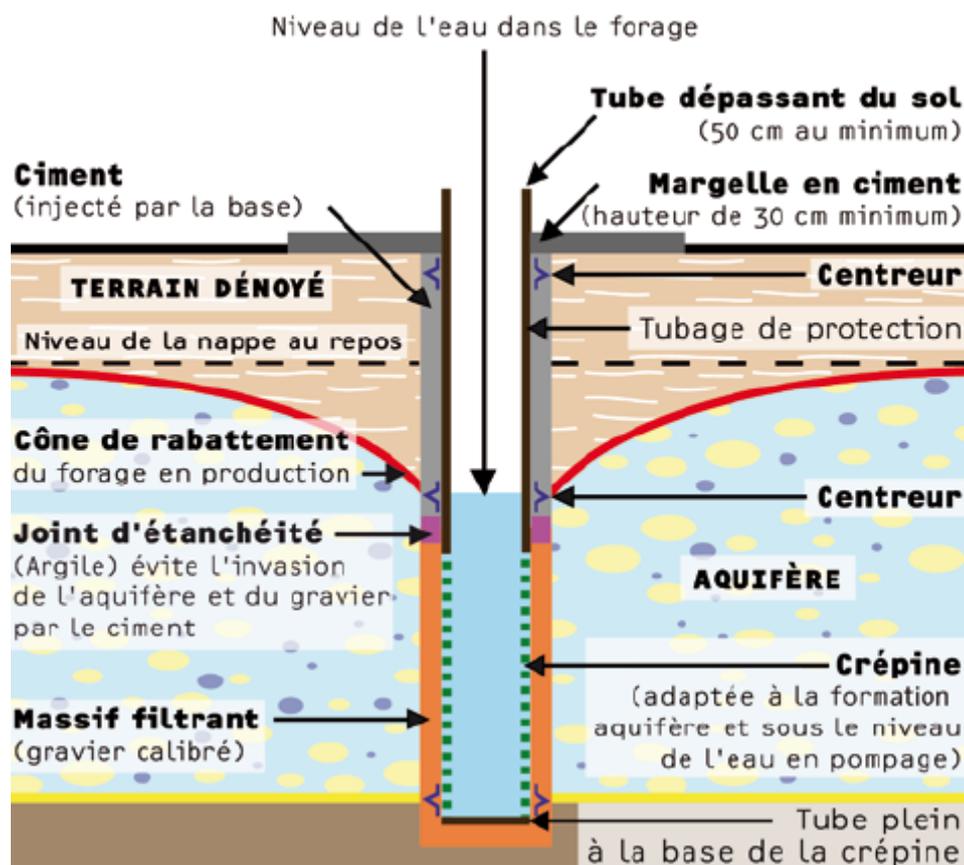
L'inox est également utilisé en forage, notamment en forage d'eau potable. Il présente l'avantage d'être très peu sensible à la corrosion.

Le coût des tubages en inox est nettement plus élevé que celui des autres matériaux, ce qui explique son utilisation peu fréquente.

### I-3-8 Configuration des forages :

**Forage en nappe libre :** cette configuration est la plus courante pour les forages de petit diamètre (de 150 à 250 mm).

Le forage, excepté pour la hauteur de l'avant tube, est réalisé en une seule passe jusqu'à la formation aquifère.



**Fig I.11 :** Forage d'une nappe libre

### Forage en nappe captive :

Dans ce cas, l'ouvrage est réalisé en deux étapes avec aveuglement par cimentation axiale sous pression par le bas au niveau de la couche imperméable séparant les deux aquifères. Après un temps de prise de 24 à 48 heures minimum, le forage est poursuivi en diamètre réduit dans la nappe inférieure à capter.

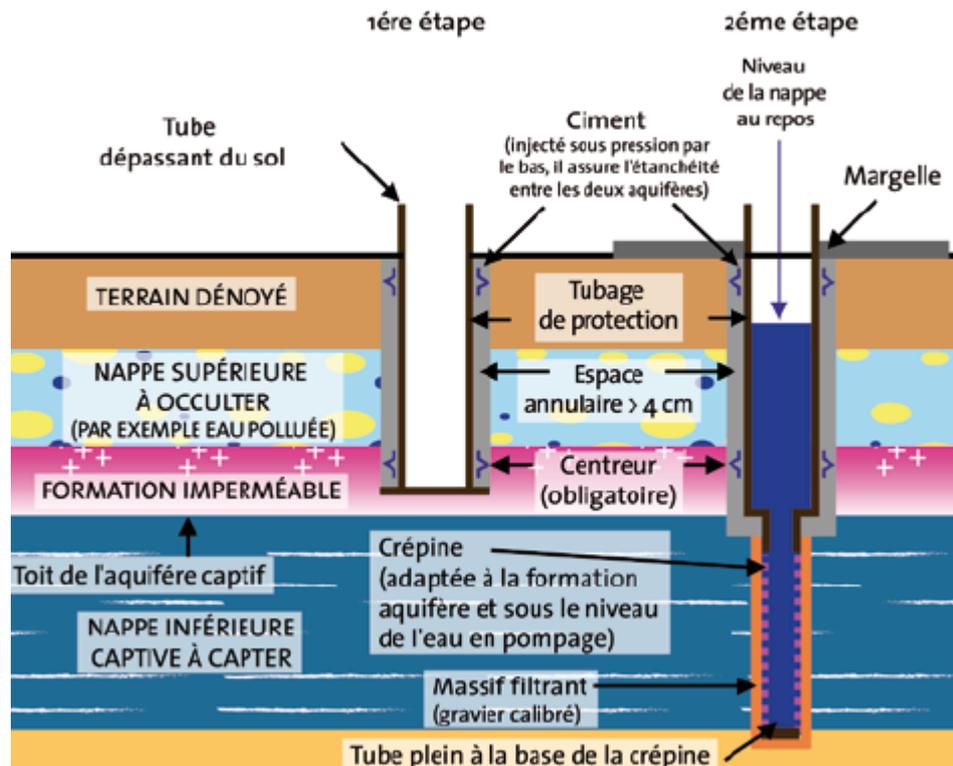


Fig. I.12 : Forage en nappe captive

### Crépines

La crépine a pour fonction d'assurer la production d'eau sans venue de sable en induisant des pertes de charge minimales. Elle doit résister à la corrosion et à la pression et avoir une longévité maximale. Les types de crépines sont déterminés suivant la forme et le pourcentage de vides pour allier résistance et vitesse de l'eau dans les ouvertures.

### Pompage

Le choix de la pompe de puisage a une grande importance sur les coûts de fonctionnement de ce type de solution. En effet, en fonction de la profondeur du forage, la puissance électrique de la pompe est plus ou moins importante.

En fonction des caractéristiques hydrogéologiques, de la géométrie du forage et du régime d'exploitation envisagé, le choix de la pompe peut être arrêté sur :

- une pompe de surface pour les nappes à faible niveau statique et dynamique sous le sol (de quelques mètres seulement) ;
- une pompe immergée pour les nappes à niveau statique plus profond ou ayant une faible productivité en cours d'exploitation.

La pompe immergée peut être, soit suspendue à une colonne d'exhaure, soit entraînée depuis un moteur en surface et un axe vertical.

Il est nécessaire de prévoir un moteur à vitesse variable pour protéger l'installation et pour limiter les consommations électriques.

Il convient de placer un compteur d'eau sur le forage, cela permet de mesurer les débits pompés.

**Filtration**

Il est impératif de placer un filtre avant l'échangeur (voire deux pour faire la maintenance) afin d'arrêter les particules en suspension dans l'eau géothermale qui sont fréquemment rencontrées au démarrage de l'installation. Ces filtres doivent être dimensionnés en fonction du type d'échangeur installé (dans le cas d'un échangeur en Inox une filtration à 500 microns est bien souvent suffisante).

**I-3-9 Échangeurs**

Les échangeurs doivent être en Inox *a minima* en 316L, voire plus si l'analyse d'eau indique la présence d'une eau fortement corrosive.

**Conditions de rejet des eaux**

Après utilisation de l'eau pour l'usage thermique, il faut trouver un exutoire capable de recevoir les débits et les volumes utilisés. La voie normale est le rejet dans l'aquifère d'origine.

**Le rejet dans l'aquifère d'origine**

Le rejet dans l'aquifère d'origine est la solution qui, du point de vue de l'environnement, est sous certaines conditions la plus satisfaisante.

En effet, il y a restitution de l'eau à son milieu d'origine ce qui se traduit par un bilan prélèvement – restitution égal à zéro. Ce type d'installation ne remet donc pas en cause la gestion quantitative des stocks d'eau souterraine. Il va sans dire que le rejet doit être réalisé dans la même nappe que celle où a lieu le prélèvement ; la réinjection dans une autre nappe est interdite par la réglementation.

Dans ce cas-là, il est nécessaire de calculer la distance entre les puits qui permettra d'éviter une interférence thermique et hydraulique entre le puits de production et le puits de réinjection. Il conviendra alors de tenir compte de l'écoulement naturel de la nappe d'eau souterraine.

**Conclusion**

La présente étude montre une multitude de travaux qui traitent les modèles sur l'agrosystème serre, ces modèles sont basés sur les bilans de masse et d'énergie, ce qui nous permette de quantifier les transferts de chaleur et de vapeur d'eau. On constate que les études sur l'hétérogénéité du climat sous serre fermée sont très rares, ce n'est que dernièrement que des études ont été entamé citant les étude du BRGM et CTIFL (Application du stockage thermique aquifère en chauffage et refroidissement des serres maraîchères en France ; étude de préfaisabilité, BRGM/RP -55481-fr. France 2007) et compte rendu d'expérimentation : test d'échangeur thermique pour climatiser les serres CTIFL 2008) Tomate hors sol , notre étude consiste à étudier le climat de la serre fermée, quantifier à l'aide de la simulation sous fluent les transfert de chaleur et de vapeur d'eau à l'intérieur de la serre, quantifier l'énergie à stocker dans l'aquifère pendant la saison estivale et ce en présence et en absence du végétal(tomate).

BRGM : Bureau de Recherche Géologique et Minière

CTIFL : Centre Technique Interprofessionnel des Fruits et Légumes.

# *Chapitre II*

## *Modèle Physique*

### II-1-Formulation générale d'un problème de convection

La résolution d'un problème de convection revient à déterminer en tout point du domaine d'intérêt et à tout instant les grandeurs caractéristiques du fluide étudié soit :

- Le vecteur vitesse défini par ses trois composantes  $V_1$ ,  $V_2$  et  $V_3$  ou  $(u, v, w)$ ,
- La température  $T$ ,
- La pression  $P$ ,
- La masse volumique  $\rho$ .

Ce qui permet ensuite de calculer les transferts de chaleur et de masse. Dans le domaine des serres, la plupart des études disponibles traitent le problème de refroidissement, chauffage et aération. Sa modélisation est complexe à cause de l'interaction de plusieurs surfaces entre elles, notamment la présence de la végétation, d'autant plus difficile que cette modélisation fait appel à d'autres disciplines telle que l'agronomie. Pour calculer les six paramètres indiqués ci-dessus, il est nécessaire d'établir ou de disposer de six équations. Pour les établir, on utilise les principes de conservation de la mécanique et de la thermodynamique. Ainsi on obtient les équations de conservations de :

- La masse,
- La quantité de mouvement (équation vectorielle équivalente à trois équations scalaires),
- L'énergie.

On utilise comme dernière équation, pour fermer le système, une relation décrivant l'état du fluide, à savoir son équation d'état.

Nous présentons les équations qui régissent le phénomène de la convection naturelle en régime turbulent à l'intérieur d'une serre, nous nous intéressons aux équations de bilan régissant le mouvement moyen du fluide et aux conséquences de la turbulence sur la résolution de ces équations. Nous aboutirons à un modèle qui est régi par un système d'équations que nous devons résoudre par l'une des méthodes numériques, dans notre cas la résolution se fera par la méthode des volumes finis.

## II-2 Equations en régime laminaire

Ce sont des écoulements où les lignes de courant ont un aspect régulier, les différentes couches de fluide glissent alors les unes sur les autres sans échanger de matière. Une définition simple de l'écoulement laminaire serait de dire que l'on appelle solution laminaire toute solution des équations de Navier-Stokes stationnaires.

### II-2-1 Rappels des équations qui décrivent les écoulements de fluides :

#### a- Equation de continuité - Conservation de la masse - :

Elle est déduite du bilan de masse sur un élément de volume. Si on suppose que le milieu est dépourvu de sources ou de puits de matières, on obtient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Ou sous la forme conservative (\*) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.2})$$

#### b- Équation de conservation de mouvement :

Elle est déduite du principe fondamental de la dynamique pour la masse intérieure à l'élément de volume considéré. Celui-ci traduit l'équilibre des forces appliquées à l'unité de masse du fluide, soit :

$$\underbrace{\iiint_{(V)} \rho \Gamma \, dV}_{\text{forces d'inertie}} = \underbrace{\iiint_{(V)} \rho \vec{F} \, dV}_{\text{forces de volume}} + \underbrace{\iint_{(S)} \vec{T}(\vec{n}) \, dS}_{\text{forces de surface}} \quad (\text{II.3})$$

Une analyse détaillée de l'état des contraintes conduit aux résultats suivants :

$$\vec{T}(\vec{n}) = T_{ij} n_j \quad \text{et} \quad T_{ij} = T_{ji} \quad (\text{T est symétrique}) \quad (\text{II.4})$$

Du point de vue physique, il est intéressant de décomposer la contrainte  $\vec{T}$  en deux parties :

- La contrainte associée à la pression,
- La contrainte associée aux forces visqueuses.

La pression agit d'une façon isotrope et sa valeur ne dépend que de l'état thermodynamique du fluide. Les contraintes visqueuses sont au contraire essentiellement liées à l'état de déformation du fluide. Nous pouvons écrire :

$$T_{ij} = -P \delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (\text{II.5})$$

$T_{ij}$  : Tenseur des contraintes,

$-P \delta_{ij}$  : Tenseur des contraintes associé à la pression,

$\tau_{ij}$  : Tenseur des contraintes visqueuses.

---

(\*): On dit qu'une équation est sous forme conservative lorsqu'elle peut s'écrire :  $\frac{\partial f}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \vec{F} = g$  (II.6)

Nous obtenons une forme locale de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{d}{dt}(\rho \vec{V}) = \rho \vec{F} - \vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \cdot \tau \quad (\text{II.7})$$

Et cette dernière s'écrit sous forme conservative :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \vec{V} = \rho \vec{F} - \vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \cdot \tau \quad (\text{II.8})$$

Le tenseur des contraintes visqueuses  $\tau_{ij}$  est généralement exprimé en fonction des taux de déformation dans l'écoulement :

$$\tau_{ij} = f_{ij} = (d_{ij}) \quad (\text{II.9})$$

Dans le cas d'un fluide newtonien, la loi de comportement précédente est linéaire et isotrope.

La relation précédente peut s'écrire sous la forme :

$$\tau_{ij} = 2 \mu d_{ij} - \frac{2}{3} \mu d_{kk} \delta_{ij} \quad (\text{II.10})$$

$$d_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.11})$$

Ainsi :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial V_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (\text{II.12})$$

Dans le cas où la viscosité dynamique  $\mu$  reste constante dans tout l'écoulement, l'équation de la quantité de mouvement devient :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \vec{V} = \rho \vec{F} - \vec{\nabla} P + \mu \vec{\nabla}^2 \vec{V} + \frac{\mu}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \quad (\text{II.13})$$

### c- Equation de conservation d'énergie :

Elle est déduite du premier principe de la thermodynamique écrit entre les instants  $t$  et  $t+\Delta t$  pour le volume de contrôle. Celui-ci traduit le bilan d'énergie pour le système considéré, soit :

$$\underbrace{\frac{d}{dt}(\rho E)}_{\text{variation de l'énergie interne}} = \underbrace{\vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T)}_{\text{flux de chaleur (conduction)}} + \underbrace{q}_{\text{sources de chaleur internes: rayonnement thermique, réactions chimiques...}} - \underbrace{P \vec{\nabla} \cdot (\vec{V})}_{\text{effet de la pression (processus réversible)}} + \underbrace{\tau : \vec{\nabla} \vec{V}}_{\text{dissipation visqueuse (processus irréversible)}} \quad (\text{II.14})$$

Ou encore sous la forme conservative :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} E) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) + q - P \vec{\nabla} \cdot (\vec{V}) + \tau : \vec{\nabla} \vec{V} \quad (\text{II.15})$$

Le double produit scalaire de l'expression précédente peut s'écrire sous le nom de fonction de dissipation visqueuse :

$$\bar{\Phi} = \tau : \bar{\nabla} \bar{V} = \bar{\nabla} \cdot (\tau \cdot \bar{V}) - \bar{V} \cdot (\bar{\nabla} \cdot \tau) \quad (\text{II.16})$$

Cette expression, regroupant les termes contenant la viscosité  $\mu$  est toujours positive ou nulle.

Pour un fluide newtonien, la fonction de dissipation visqueuse s'exprime en fonction des gradients de vitesse :

$$\bar{\Phi} = \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial V_k}{\partial x_k} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)^2 \right] \quad (\text{II.17})$$

Nous introduisons l'enthalpie par unité de masse dans l'équation d'énergie, nous obtenons :

$$\begin{aligned} (H = E + \frac{P}{\rho}) \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{V} H) = \bar{\nabla} \cdot \left( \frac{\lambda}{C_p} \bar{\Delta} H \right) + q + \tau : \bar{\nabla} \bar{V} + T \beta \frac{dP}{dt} \end{aligned} \quad (\text{II.18})$$

### d-Equation d'état

Le comportement thermodynamique des gaz que l'on considère (air, vapeur d'eau et gaz carbonique) peut être assimilé à celui des gaz parfaits. Un gaz parfait est un gaz idéal dont l'équation d'état a pour forme :

$$P = \rho r T \quad (\text{II.19})$$

Où  $r$  est la constante du gaz considéré

$$r = \frac{R}{M} \text{ Avec } R \text{ la constante universelle des gaz parfaits :}$$

$$R = 8,314 \text{ J Mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$M$  est la masse molaire du gaz étudié, ici pour l'air  $M = 28,964 \cdot 10^{-3} \text{ Kg mol}^{-1}$

Nous pouvons alors obtenir l'expression de l'enthalpie  $H$ , à partir de la définition :

$$H = + \frac{P}{\rho} = H_0 + r T = H_0 + r T + \int_{T_0}^T C_v dT \quad (\text{II.20})$$

$$\text{Ou encore :} \quad H = H_0 + \int_{T_0}^T (C_v + r) dT = H_0 + \int_{T_0}^T C_p dT \quad (\text{II.21})$$

Nous obtenons ainsi l'équation pour la température en terme de  $T$  et  $C_p$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T) + \bar{\nabla} \cdot (\rho C_p T \bar{V}) = \bar{\nabla} \cdot (\lambda \bar{\nabla} T) + q + \tau : \bar{\nabla} \bar{V} - \left( \frac{\partial \ln \rho}{\partial \ln T} \right) \frac{dP}{dt} + \rho T \frac{dC_p}{dT} \quad (\text{II.22})$$

### Hypothèses simplificatrices

Pour réduire ce système d'équations complexe et le rendre détaillé et précis, nous pouvons formuler les hypothèses suivantes :

- Le fluide est newtonien (la loi de comportement reliant contraintes et déformations est linéaire et isotrope),
- La viscosité dynamique  $\mu$  peut être considérée comme constante.
- Le fluide est incompressible (sa masse spécifique varie faiblement avec la pression ou la température),
- Les forces de volume ne sont dues qu'à l'accélération de la pesanteur,
- Les vitesses sont faibles, ainsi nous négligeons les termes de dissipation visqueuse de la chaleur devant les échanges de chaleur diffus,
- Les propriétés thermophysiques du fluide sont supposées constantes,
- Le fluide est complètement transparent, ce qui permet de négliger l'absorption de rayonnement.

Dans un certain nombre de situations, l'hypothèse d'un fluide incompressible n'est pas justifiée et il faut prendre en compte les très faibles variations de densité produites par un gradient de température ou de pression. Dans le cas de la convection naturelle, les écoulements dans les serres sont la résultante des variations de masse volumique dues aux gradients de température au sein même du fluide. On suppose que les vitesses sont suffisamment faibles pour que les variations de la masse volumique produites par les variations de pression soient négligeables. Cette hypothèse est valable pour la quasi totalité des liquides (comme l'eau) et pour les gaz vérifiant la relation  $1/2M^2 \ll 1$  ( $M$  étant le nombre de Mach,  $M = u / c$ , où  $c$  est la vitesse du son). Ainsi, tant que la vitesse de l'air n'atteint pas  $100 \text{ m s}^{-1}$ , la masse volumique peut être considérée comme indépendante de la pression (Schlichting, 1979). Il existe par conséquent un couplage entre l'équation d'énergie (II.15) et l'équation de quantité de mouvement (II.8).

### Interprétation physique

Si l'on note  $\rho_\infty$  la masse volumique loin des parois chaudes, une particule fluide de masse volumique  $\rho$  et de volume  $\Delta\tau$ , située au voisinage d'une paroi d'échange, sera soumise à son poids,  $\rho g \Delta\tau$ , et à la poussée d'Archimède,  $\rho_\infty g \Delta\tau$ . La résultante des forces s'exerçant verticalement sur la particule sera donc :

$$F = (\rho_\infty - \rho) g \Delta\tau$$

La force par unité de masse  $f$ , s'exerçant sur la particule :

$$f = \frac{F}{\rho \Delta\tau} = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho} g \quad (\text{II.23})$$

si  $\rho_\infty - \rho \ll \rho_\infty$ , elle peut encore s'écrire comme suit: 
$$f = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho_\infty} g \quad (\text{II.24})$$

### Approximation de Boussinesq

La masse volumique est constante, nous pouvons l'écrire :

$$\rho = \rho_\infty \cdot (1 - \beta \cdot (T - T_\infty)) \quad (\text{II.25})$$

$\beta$  est le coefficient d'expansion volumique de l'air à pression constante :

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_{P=\text{cste}} \quad (\text{II.26})$$

Compte tenu de cette approximation de Boussinesq, on peut exprimer la force volumique  $\rho \vec{F}$  moteur de la convection naturelle, intervenant dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement (II.13) :  $\rho_\infty \vec{f} = \vec{g} \beta \cdot (T - T_\infty)$

Nous admettons que, dans les équations de conservation (II.2) et (II.15), la masse volumique est constante (approximation de Boussinesq) :

Le système d'équations retenu et on peut dire qu'il décrit le phénomène :

### Equation de la conservation de la masse –Equation de continuité

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (\text{II.27})$$

### Equation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \vec{V} = - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P^* + \nu \vec{\nabla}^2 \vec{V} \quad (\text{II.28})$$

Avec  $P^* = P - \rho g \cdot \beta (T - T_\infty) x_i \delta_{i3}$  et  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ ,  $\nu$  : la viscosité cinématique

### Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (T \vec{V}) = \frac{\lambda}{\rho C_p} \vec{\nabla}^2 T + \frac{q}{\rho C_p} = a \vec{\nabla}^2 T + \frac{q}{\rho C_p} \quad (\text{II.29})$$

$a$  est la diffusivité thermique du fluide et  $\delta_{i3}$  est le symbole de Kronecker égal à 1 si  $i = 3$  et 0 autrement.

Le système d'équations retenu se réduit alors à

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \\ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P^* + \nu \vec{\nabla}^2 \vec{V} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (T \vec{V}) = a \vec{\nabla}^2 T + \frac{q}{\rho C_p} \end{array} \right. \quad (\text{II.30})$$

Ce système d'équation différentiel forme un modèle mathématique de l'écoulement laminaire.

### II-2-2 Transfert de masse : équation relative à la vapeur d'eau

Nous avons vu le cas d'un fluide homogène, examinons maintenant le cas d'un fluide qui peut être le mélange de plusieurs espèces. Dans le cas d'une serre, nous avons un mélange air / vapeur d'eau. Nous allons poser l'équation relative à la vapeur d'eau dans le cadre de la thermodynamique des processus irréversibles (TPI) et la simplifier pour justifier la loi de Fick. S'il n'y a aucun effet de mélange, on a simplement :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\omega \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.31})$$

Si maintenant il y a effet de mélange, i.e que les particules ne suivent plus les lignes de courant, il faut ajouter un nouveau terme de flux  $\vec{j}$  (de diffusion) à l'équation de conservation ainsi qu'un terme source de création ou de destruction de  $\omega$  :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\omega \vec{V}) - \vec{\nabla} \cdot \vec{j} = S_{\omega,p} \quad (\text{II.32})$$

Cette équation est la nouvelle équation de conservation. Celle-ci est couplée avec l'équation de l'énergie et dans le cadre de la théorie du premier gradient, nous obtenons :

$$\vec{j} = -D_{\omega} \left( \vec{\nabla} \omega + \frac{a}{T} \vec{\nabla} T \right) \quad (\text{II.33})$$

Le flux thermique entraîne la diffusion de masse (de la vapeur d'eau), c'est l'effet Sorret :  $\vec{j} = \vec{j}(\vec{\nabla} \omega, \vec{\nabla} T)$ . Retenons que l'effet prépondérant est la loi de Fick écrite pour le mélange binaire :

$$\vec{j} = -D_{\omega} \vec{\nabla} \omega \quad (\text{II.34})$$

$D_{\omega}$  est le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau. Il s'exprime en  $m^2/s$  (il a donc la même dimension que la diffusivité thermique), et peut être calculé au moyen de la théorie cinétique des gaz, ou déterminé expérimentalement. Il dépend de la pression, de la température, ainsi que des constituants en présence. Il faudrait théoriquement définir un coefficient  $D_{\omega, 1 \rightarrow 2}$  de

diffusion du gaz 1 dans le gaz 2 et un coefficient  $D_{\omega, 2 \rightarrow 1}$  du gaz 2 dans le gaz 1, mais on peut montrer que pour un mélange de gaz parfaits, lorsque la température est constante et que le mélange est au repos, ces deux coefficients sont égaux. Pour la vapeur d'eau, on utilisera la relation de Schirmer, valable entre 20°C et 90°C, pour évaluer  $D_{\omega}$  :

$$D_{\omega} = 2,26 \cdot 10^{-5} \frac{1}{P} \left( \frac{T}{273} \right)^{1,81} \quad (\text{II.35})$$

Avec T en Kelvin et P en bar pour (T= 297 K et P = 1bar,  $D_{\omega} = 2,26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )

Si le mélange est très dilué, nous pouvons en première approximation, prendre  $D_{\omega}$  comme constant. Ainsi le mouvement de la vapeur d'eau, considérée comme un fluide incompressible, est décrit par :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\omega \bar{\mathbf{V}}) = D_{\omega} \bar{\nabla}^2 \omega + S_{\omega, P} \quad (\text{II.36})$$

Cette équation est strictement identique à l'équation de la chaleur pour un fluide incompressible lorsque l'on néglige toutes les sources volumiques.

Enfin nous avons à déterminer six variables (u, v, w, P, T,  $\omega$ ) à l'aide de six (06) équations que formera le système d'équations fermé suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{V}} = 0 \\ \frac{\partial \bar{\mathbf{V}}}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{\mathbf{V}}) \bar{\mathbf{V}} = - \frac{1}{\rho} \bar{\nabla} P^* + \nu \bar{\nabla}^2 \bar{\mathbf{V}} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (T \bar{\mathbf{V}}) = a \bar{\nabla}^2 T + \frac{q}{\rho C_p} \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\omega \bar{\mathbf{V}}) = D_{\omega} \bar{\nabla}^2 \omega + S_{\omega, P} \end{array} \right. \quad (\text{II.37})$$

Dans le cas d'un écoulement stationnaire ( $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ ) et bidimensionnel, le système d'équations

relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_1}{\partial x} + \frac{\partial V_2}{\partial y} = 0 \\ V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 V_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial y^2} \right) \\ V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 V_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial y^2} \right) + g \beta (T - T_{\infty}) \\ V_1 \frac{\partial T}{\partial x} + V_2 \frac{\partial T}{\partial y} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{q}{\rho C_p} \end{array} \right. \quad (\text{II.38})$$

Et pour le transfert de masse :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\omega \bar{\mathbf{V}}) = D_{\omega} \bar{\nabla}^2 \omega + S_{\omega, P} \quad (\text{II.39})$$

### II-3-Equation en régime turbulent

La simulation directe des équations instantanées de Navier-Stokes reste pour l'instant (et sûrement pour longtemps encore) limitée à des écoulements à faible nombre de Reynolds et pour des configurations géométriques simples voire simplistes par rapport aux préoccupations industrielles. C'est essentiellement un outil de recherche qui permet de réaliser des expériences numériques sur des configurations académiques. Lorsqu'on s'intéresse à des écoulements réalistes, une alternative consiste à ne s'intéresser qu'aux quantités moyennes et donc à obtenir le système d'équations vérifiées par ces quantités. Pour ce faire, on applique l'opérateur de moyenne d'ensemble sur les équations instantanées en pratiquant la décomposition de Reynolds sur les inconnues du problème. Dans la littérature anglo-saxonne on utilise l'acronyme : RANS « Reynolds Average Navier Stokes » [J.L. Estivalezes, Notes de cours 2005].

Si les conditions aux limites sont permanentes, on dit qu'en chaque point de l'écoulement  $V_i$ ,  $P$ ,  $T$ , et  $\omega$  sont permanentes en moyenne. On décompose alors l'écoulement en un champ moyen et un champ fluctuant autour de ce champ moyen. C'est la décomposition de Reynolds. Par exemple, le champ de vitesse sera décrit de la manière suivante :

$$\bar{\bar{\mathbf{V}}} = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{t-T}^{t+T} \bar{\mathbf{V}}(s) ds \quad (\text{II.40})$$

Avec 
$$\bar{\mathbf{V}}(t) = \bar{\bar{\mathbf{V}}} + \bar{\mathbf{V}}'(t) \quad (\text{II.41})$$

$\bar{\bar{\mathbf{V}}}$  : Moyenne dans le temps du vecteur vitesse,

$\bar{\mathbf{V}}'(t)$  : Vitesse fluctuante à moyenne nulle, soit :  $\bar{\bar{\mathbf{V}}}'(t) = 0$

Pour la suite, on utilisera la notation tensorielle dans un repère cartésien direct orthonormé (O,x,y,z) dans lequel  $\bar{\mathbf{V}} = V_1 \bar{\mathbf{e}}_1 + V_2 \bar{\mathbf{e}}_2 + V_3 \bar{\mathbf{e}}_3$ , cette notation est plus compacte que la notation vectorielle, présente cependant l'inconvénient et moins immédiate et donc moins claire. Avec cette notation l'équation (II.41) devient :

$$\bar{\mathbf{V}}(t) = V_i(t) = \bar{V}_i + V_i'(t) \quad (\text{II.42})$$

Les propriétés usuelles de la moyenne pour deux grandeurs  $f$  et  $g$  sont vérifiées par les relations suivantes :  $\alpha$  est une constante.

$$\overline{f + g} = \overline{f} + \overline{g}$$

$$\overline{\alpha f} = \alpha \overline{f}$$

$$\overline{f} = \overline{f}$$

$$\overline{f \cdot g} = \overline{f} \cdot \overline{g}$$

$$\overline{f'} = 0$$

$$\overline{f \cdot g} = \overline{f} \cdot \overline{g} + \overline{f' \cdot g'}$$

$$\frac{\partial \overline{f}}{\partial t} = \frac{\partial \overline{f}}{\partial t} \quad \text{et} \quad \frac{\partial \overline{f}}{\partial x} = \frac{\partial \overline{f}}{\partial x}$$

On utilise les propriétés usuelles de la moyenne et les relations suivantes :

$$\overline{\mathbf{V}_i \cdot \mathbf{V}_j} = \overline{(\overline{\mathbf{V}_i} + \mathbf{V}'_i) \cdot (\overline{\mathbf{V}_j} + \mathbf{V}'_j)} = \overline{\mathbf{V}_i} \cdot \overline{\mathbf{V}_j} + \overline{\mathbf{V}'_i \cdot \mathbf{V}'_j} \quad (\text{II.43})$$

$$\overline{\mathbf{V}_i \cdot \overline{\mathbf{T}}} = \overline{(\overline{\mathbf{V}_i} + \mathbf{V}'_i) \cdot (\overline{\mathbf{T}} + \mathbf{T}')} = \overline{\mathbf{V}_i} \cdot \overline{\mathbf{T}} + \overline{\mathbf{V}'_i \cdot \mathbf{T}'} \quad (\text{II.44})$$

Ainsi, en injectant l'équation (II.42) dans le système équation (II.38) et l'équation (II.39) et en utilisant les relations (II.43) et (II.44), on obtient en définitive les équations de Reynolds dans

lesquelles apparaissent les tenseurs de Reynolds  $R_{ij} = \overline{\mathbf{V}'_j \cdot \mathbf{V}'_i}$  :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \overline{\mathbf{V}_j}}{\partial x_j} &= 0 \\ \overline{\mathbf{V}_j} \cdot \frac{\partial \overline{\mathbf{V}_i}}{\partial x_j} &= - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \overline{\mathbf{P}}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \nu \cdot \left[ \frac{\partial \overline{\mathbf{V}_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{\mathbf{V}_j}}{\partial x_i} \right] - \overline{\mathbf{V}'_j \cdot \mathbf{V}'_i} \right) + g_i \beta (\overline{\mathbf{T}} - \mathbf{T}_\infty) \\ \overline{\mathbf{V}_j} \cdot \frac{\partial \overline{\mathbf{T}}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \cdot \frac{\partial \overline{\mathbf{T}}}{\partial x_j} - \overline{\mathbf{V}'_j \cdot \mathbf{T}'} \right) + \frac{q}{\rho C_p} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.45})$$

$$\overline{\mathbf{V}_j} \cdot \frac{\partial \overline{\omega}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( D_{\omega} \cdot \frac{\partial \overline{\omega}}{\partial x_j} - \overline{\mathbf{V}'_j \cdot \omega'} \right) + S_{\omega,p} \quad (\text{II.46})$$

### II-3-1 Notion de viscosité turbulente

La plupart des modèles de turbulence utilisés à l'heure actuelle font appel au concept de viscosité turbulente qui a été initialement proposé par Boussinesq. Elle permet d'exprimer les contraintes de Reynolds en fonction des gradients de vitesse moyenne de l'écoulement. La viscosité turbulente est introduite par analogie avec la viscosité laminaire.

Les équations de conservation sont établies en s'appuyant sur les relations de Boussinesq (en 1877) qui s'écrit sous la forme suivante (CHASSAING, 2000) :

$$\overline{V_j V_i} = -\nu_t \left( \frac{\partial \overline{V_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{V_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.47})$$

$$\overline{V_j T'} = -a_t \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad (\text{II.48})$$

$$\overline{V_j \omega'} = -D_{wt} \frac{\partial \overline{\omega}}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{\text{Sc}_t} \frac{\partial \overline{\omega}}{\partial x_j} \quad (\text{II.49})$$

Avec  $k$ , l'énergie cinétique turbulente :

$$k = \frac{1}{2} \overline{V_i V_i'} = \frac{1}{2} (\overline{V_1'^2} + \overline{V_2'^2} + \overline{V_3'^2}) \quad (\text{II.50})$$

$\nu_t$  est la viscosité turbulente

$a_t$  est la diffusivité turbulente

En général, on admet que :  $\text{Pr} = 1$  et  $\text{Sc} = 1$ .

Aucune nouvelle équation n'est introduite dans notre système, le problème se résume alors à la détermination de la viscosité turbulente, si la viscosité moléculaire est une propriété intrinsèque du fluide, il faut cependant noter que la viscosité turbulente est une propriété de l'écoulement.

### Modèle à zéro équation

C'est le plus simple des modèles de turbulence dans la mesure où aucune équation complémentaire n'est introduite. Le modèle utilisé est basé sur l'hypothèse de Prandtl (1925), qui suppose que la viscosité turbulente est liée au gradient de vitesse moyen par l'intermédiaire de la relation :

$$\nu_t = C_\mu l_m^2 \frac{\partial \overline{V}}{\partial n} \quad (\text{II.51})$$

Où  $C_\mu$  est une constante déterminée empiriquement et  $n$  vecteur unitaire normal à la paroi.

La longueur de mélange  $l_m$  est déterminée de façon empirique. On peut lier  $l_m$  à la distance à la paroi  $x$  avec la relation :

$$l_m = \kappa x \quad (\text{II.52})$$

Avec  $\kappa$  constante de Von Karman.  $\kappa \approx 0.41$

Ce modèle est rarement utilisé pour les écoulements complexes, car il est difficile de déterminer une longueur de mélange unique, de plus les effets de transport de la turbulence ne sont pas pris en compte.

**Modèles à une équation de transport (Prandtl- Kolmogorov)**

Pour définir une modélisation à caractère plus général, il faut recourir à des équations de transport supplémentaires. Ils permettent de s'affranchir en partie des limitations de l'hypothèse de la longueur de mélange. Ils utilisent la résolution d'une équation de transport de l'énergie cinétique turbulente  $k$  définie dans l'équation (II.50).  $k$  est modélisé par l'intermédiaire d'une échelle de longueur  $l$ , déterminée selon la nature de l'écoulement par :

$$v_t = C_\mu \cdot l \cdot \sqrt{k} \quad (\text{II.53})$$

L'énergie cinétique de turbulence qui apparaît dans cette expression va être déterminée à l'aide d'une équation de transport. Cette équation, établie en appliquant la décomposition de Reynolds et en moyennant l'équation de conservation de la quantité de mouvement fluctuante (système (II.45)), s'écrit :

$$\underbrace{\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{V}_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j}}_A = \underbrace{\nu \cdot \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2}}_B - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{V'_j \cdot \frac{V'_i \cdot V'_i}{2}} \right)}_C - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{V'_j \cdot \frac{P'}{\rho}} \right)}_D - \underbrace{\overline{V'_i \cdot V'_j} \cdot \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j}}_E - \underbrace{\nu \cdot \left( \frac{\partial \overline{V'_i}}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \overline{V'_i}}{\partial x_j} \right)}_F + \underbrace{F_{k_i}}_G \quad (\text{II.54})$$

Avec :

A : dérivée particulaire (dérivée temporelle et transport convectif),

B : diffusion moléculaire,

C : diffusion turbulente due aux corrélations triples des fluctuations de vitesses,

D : diffusion turbulente due aux fluctuations de pression,

E : production d'énergie cinétique turbulente par action du mouvement moyen,

F : dissipation visqueuse,

G : production due à l'action des forces extérieures.

On suppose alors un transport en gradient de la turbulence, avec une viscosité isotrope. Les termes de diffusion C et D deviennent donc, par analogie avec l'expression de la diffusion visqueuse :

$$C + D = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.55})$$

Où  $\sigma_k$  est une constante numérique.

On obtient finalement une autre forme de l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{V}_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{V'_i \cdot V'_j} \cdot \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} - \nu \cdot \left( \frac{\partial \overline{V}'_i}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \overline{V}'_i}{\partial x_j} \right) + F_{ki} \quad (\text{II.56})$$

Pour fermer ce modèle à une équation, on suppose que  $\varepsilon$  et  $k$  sont corrélées. On utilise pour le taux de dissipation  $\varepsilon$  l'expression suivante :

$$\varepsilon = C_D \cdot \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (\text{II.57})$$

$C_D$  est une constante empirique.  $l$  est une caractéristique de la turbulence.

Usuellement on fixe les constantes du modèle en prenant les valeurs du tableau suivant :

|         |       |            |
|---------|-------|------------|
| $C_\mu$ | $C_D$ | $\sigma_k$ |
| 1       | 0.8   | 1          |

**Tableau II.1** : Les constantes usuelles du modèle à une équation

Si ce modèle rajoute une équation de transport de l'énergie cinétique turbulente au modèle à une équation, il ne résout pas le problème posé par la détermination de  $l$ , longueur caractéristique de la turbulence. Comme il améliore peu la modélisation, dans le cas des écoulements simples, par rapport au modèle à une équation, et qu'il est mal adapté -du fait de l'incertitude sur  $l$  -aux écoulements complexes, ce type de modèle est très peu utilisé.

### Modèle à deux équations de transport (k- $\varepsilon$ )

Cette classe de modèles est la plus utilisée actuellement. Dans le but de s'affranchir de la nécessité de spécifier une grandeur géométrique caractéristique de la turbulence, une seconde équation est introduite. Cette équation doit permettre de résoudre l'incertitude  $l$  présentée ci-avant. En fait, toute variable combinant  $l$  et  $k$  de la forme  $\phi = l^m k^n$  est adaptée à la description de la turbulence. Différents modèles ont été mis au point et testés. Parmi ceux-ci, le modèle k- $\varepsilon$  est de loin le plus répondu. En effet il ne nécessite pas l'introduction de terme source supplémentaire et il présente l'avantage d'utiliser la variable  $\varepsilon$  qui apparaît explicitement dans l'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente. De plus c'est ce modèle qui est généralement implémenté dans les codes commerciaux de résolution des équations de la mécanique des fluides. Enfin c'est celui qui est le plus utilisé pour les applications industrielles. Dans le cadre de cette étude, nous nous limiterons à la description de ce modèle, dans sa version standard, car ce sera le seul utilisé par la suite.

Le modèle  $k-\varepsilon$ , établi en 1974 par Launder et Spalding, reprend l'équation réduite de conservation de l'énergie cinétique turbulente (II.55). La viscosité turbulente est exprimée par la relation de Prandtl-Kolmogorov :

$$\nu_t = C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.58})$$

L'équation de bilan pour  $\varepsilon$  peut être tirée des équations de Navier-Stokes (système II.45). Cette équation fait intervenir des corrélations doubles des vitesses et de leurs gradients. La modélisation de ces termes est relativement complexe et nécessite un grand nombre d'hypothèses.

L'équation de transport de la dissipation s'écrit finalement :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{V}_j \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left( C_{1\varepsilon} \cdot \left( -\overline{V'_i \cdot V'_j} \cdot \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \cdot \varepsilon \right) + S_{\varepsilon,P} \quad (\text{II.59})$$

On retrouve au second membre de cette équation un terme de diffusion turbulente, un terme de production et un terme de destruction. Le terme de production défini par :

$$- \frac{\varepsilon}{k} \cdot C_{1\varepsilon} \cdot \overline{V'_i \cdot V'_j} \cdot \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.60})$$

Conduit à une augmentation de la dissipation, alors que le terme de destruction fait diminuer cette quantité. Le terme  $S_{\varepsilon,P}$  représente la production de dissipation due à l'action des forces extérieures.

Les cinq constantes empiriques du modèle  $k-\varepsilon$  prennent les valeurs présentées dans le tableau suivant, qui constituent le modèle  $k-\varepsilon$  standard :

| $C_{1\varepsilon}$ | $C_{2\varepsilon}$ | $C_\mu$ | $\sigma_\kappa$ | $\sigma_\varepsilon$ |
|--------------------|--------------------|---------|-----------------|----------------------|
| 1.44               | 1.92               | 0.09    | 1               | 1.3                  |

**Tableau II.2 :** Les constantes usuelles du modèle  $k-\varepsilon$  standard

Finalement : Nous avons à déterminer 09 variables  $(\overline{V}_1, \overline{V}_2, \overline{V}_3, \overline{P}, \overline{T}, \nu_t, k, \varepsilon, \overline{\omega})$  à l'aide de 09 équations : le système d'équations est ainsi fermé :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_j} &= 0 \\ \bar{V}_j \cdot \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{V'_j V'_i} \right] + F_i \\ \bar{V}_j \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{V'_j T'} \right) + \frac{q}{\rho C_p} \\ \bar{V}_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{V'_i V'_j} \cdot \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,P} \\ \bar{V}_j \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left[ C_{1\varepsilon} \cdot \left( -\overline{V'_i V'_j} \cdot \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \cdot \varepsilon \right] + S_{\varepsilon,P} \\ \bar{V}_j \cdot \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( D_\omega \cdot \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} - \overline{V'_j \omega'} \right) + S_{\omega,P} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.61})$$

$$\overline{V'_i V'_j} = -\nu_t \left[ \left( \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.62})$$

$$\overline{V'_i T'} = -a_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = -\frac{\nu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad (\text{II.63})$$

$$\overline{V'_i \omega'} = -D_{\omega t} \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_i} = -\frac{\nu_t}{Sc_t} \cdot \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_i} \quad (\text{II.64})$$

$$\text{Avec } \nu_t = C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$$

#### II-4 Prise en compte de la végétation sous serre

Faute de ne pouvoir décrire la géométrie d'un couvert végétal, on se propose d'assimiler les plantes à un milieu poreux. On entend par milieu poreux un matériau constitué d'une matrice solide, parcourue par un réseau de trous interconnectés. On se propose également que la matrice solide soit rigide (ou qu'elle subisse des déformations négligeables). Dans la végétation, la taille et la distribution des pores, assimilés aux vides entre les feuilles et les branches, est irrégulière. La porosité  $\Phi$  d'un milieu poreux est définie comme le rapport entre le volume total occupé par le milieu et le volume des trous. La fraction solide est par conséquent égale au complément  $1 - \Phi$ . L'assimilation du couvert végétal à un milieu poreux est une des rares approches disponibles permettant de prendre en compte l'influence des plantes sur les l'écoulement. En effet, une description détaillée paraît irréaliste et ne peut être conduite dans le cadre de cette étude.

## II-4-1 Perte de charge, approche de Bernoulli

### II-4-1-1 Approche de Bernoulli classique :

L'approche de Bernoulli s'appuie sur une simplification de l'équation de conservation de l'énergie. Ainsi dans une conduite de soufflerie, la perte de charge induite par un couvert végétal est égale à la différence de pression mesurée entre l'amont et l'aval de ce couvert végétal. On considère, en négligeant les frottements du fluide sur les parois de la soufflerie, que cette perte de charge occasionnée par la végétation est proportionnelle au carré de la vitesse débitante du fluide  $\bar{V}$  et à un coefficient de perte de charge  $\Lambda$ , selon la loi :

$$p_{\text{amont}} - p_{\text{aval}} = \frac{1}{2} \cdot \Lambda \cdot \rho \cdot \bar{V}^2 \quad (\text{II.65})$$

$$\text{Avec : } \bar{V} = \frac{1}{S} \cdot \iint_S \vec{V} \cdot d\vec{S}$$

### II-4-1-2 Approche de Bernoulli adaptée aux écoulements dans la végétation :

L'approche usuellement utilisée en agronomie reprend l'approche de Bernoulli, en intégrant des paramètres de la végétation dans le coefficient de perte de charge  $\Lambda$  (Bruse, 1998). La perte de charge entre l'amont et l'aval de la végétation devient donc :

$$\Delta p = LAI_S \cdot C_D \cdot \rho \cdot \bar{U}^2 \quad (\text{II.66})$$

Où :  $C_D$  est appelé coefficient de traînée. L'indice foliaire aussi appelé LAI - Leaf Area Index - est un paramètre classique utilisé en agronomie. Le LAI surfacique  $LAI_S$  est défini par la relation :

$$LAI_S = \frac{S_{\text{feuilles}}}{S_{\text{sol}}} \quad (\text{II.67})$$

Pour une surface cumulée des feuilles de la culture  $S_{\text{feuilles}}$  présente sur une surface au sol  $S_{\text{sol}}$ .

## II-4-2. Approche milieu poreux

L'équation de Darcy complète l'équation de conservation de la quantité de mouvement (II.28) pour tenir compte des effets dynamiques apportés sur l'écoulement de l'air par un milieu poreux. Darcy propose d'ajouter un terme qui prend en compte la perte de quantité de mouvement due au frottement contre les parties solides des agrégats du milieu poreux ainsi que les changements de direction imposés au fluide par la matrice solide. La perte de charge ainsi induite est proportionnelle à la vitesse :

$$\bar{\nabla} p = - \frac{\mu}{k} \cdot \bar{U} \quad (\text{II.68})$$

Le coefficient  $k$  est indépendant de la nature du fluide et dépend uniquement du milieu poreux. Il est appelé perméabilité intrinsèque du milieu. La loi de Darcy a été vérifiée au cours de nombreuses expérimentations. Cependant, son domaine d'application suppose que la

vitesse soit suffisamment faible. En d'autres termes, le nombre de Reynolds  $\Re_p$  de l'écoulement, basé sur la taille typique d'un pore, doit être inférieur à 1. Dans ce cas, la résistance aux frottements est prépondérante par rapport à la résistance due aux changements de direction. Au-delà il existe un domaine de transition ( $1 < \Re_p < 10$ ). Lorsque  $\Re_p > 10$ , le gradient de pression dépend à la fois de la vitesse et du carré de la vitesse, ceci sans que l'écoulement au sein des pores soit devenu turbulent. Ce phénomène apparaît car la résistance à l'écoulement due aux frottements est comparable à la résistance due à la forme des pores (qui induisent des changements de direction de l'écoulement). Il est alors nécessaire de généraliser l'équation de Darcy (II.68) en la complétant par un terme qui dépend du carré de la vitesse :

$$\vec{\nabla} p = -\frac{\mu}{k} \cdot \vec{U} - \frac{C_F}{\sqrt{k}} \cdot \rho \cdot \|\vec{U}\| \cdot \vec{U} \quad (\text{II.69})$$

Dans cette dernière équation, connue sous le nom d'équation de Forchheimer,  $C_F$  est un coefficient sans dimensions dépendant de la nature du milieu poreux que l'on nomme facteur inertiel ou coefficient de perte de charge non linéaire et  $k$  représente la perméabilité intrinsèque du milieu poreux (Bejan, 1984)

L'équation de conservation de la quantité de mouvement (II.28) à travers un milieu poreux s'écrit alors :

$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) \vec{U} + \left[ -\frac{\nu}{k} - \frac{C_F}{\sqrt{k}} \cdot \|\vec{U}\| \right] \cdot \vec{U} = \vec{F} + \nu \vec{\nabla}^2 \vec{U} \quad (\text{II.70})$$

### II-4-3 Modèle retenu pour la végétation

Nous pouvons modéliser un milieu poreux à l'aide de l'équation de Forchheimer (II.69). On doit alors introduire les coefficients  $k$  (perméabilité intrinsèque du milieu) et  $C_F$  (coefficient de perte de charge non linéaire). Si l'on suppose que  $k$  est très grand devant la viscosité du fluide  $\mu$ , la perte de charge  $\Delta p$  devient :

$$\vec{\nabla} p = -\frac{C_F}{\sqrt{k}} \cdot \rho \cdot \|\vec{U}\| \cdot \vec{U} \quad (\text{II.71})$$

Si on rapproche les relations (II.66) et (II.69), on obtient alors :  $C_F = C_D \cdot LAI_s \cdot \sqrt{k}$ . C'est ce que l'on appelle le principe d'homogénéisation, Haxaire (1999) a obtenu  $C_D = 0,32$ , à  $27^\circ C$ , en mesurant la perte de charge singulière induite par un couvert végétal de tomate de  $1 \text{ m}^2$  de surface au sol, placé dans la veine d'essai d'une soufflerie. En prenant la valeur de  $C_D$  identifiée à la suite de ces mesures, il obtient, pour un  $LAI_s$  de  $3 \text{ m}^2 / \text{m}^2$  :

|       |       |       |       |
|-------|-------|-------|-------|
| $C_F$ | 1     | 0,5   | 0,2   |
| $k$   | 1,021 | 0,728 | 0,456 |

**Tableau II.3 :** Couples de coefficients calculés pour le milieu poreux

## II.5 Transfert de chaleur lors de changement de phase

L'étude des transferts et du bilan de vapeur d'eau dans le système peut être abordée à différentes échelles de temps et d'espace :

- A l'échelle spatiale, l'étude peut se faire au niveau de la feuille, de la plante entière, du couvert végétal ou de l'ensemble serre-couvert végétal-sol,
- A l'échelle temporelle, on peut étudier les réactions instantanées de transpiration en réponse à des variations rapides de conditions climatiques, ou analyser des besoins en eau à l'échelle journalière ou décadaire.

### II.5.1 Formulation générale des transferts de vapeur d'eau

Dans l'étude des échanges gazeux entre une surface et l'atmosphère, on utilise la notion de résistance au transfert, par analogie avec les lois de l'électricité.

Par analogie avec la loi d'Ohm, on écrit les équations de transfert sous la forme générale :

$$\text{Flux} = \frac{\text{différence de concentration}}{\text{résistance}} \quad \text{ou} \quad \text{encore} \quad F = \frac{C_s - C_a}{r}$$

Où  $C_s$  est la concentration (de vapeur d'eau, de  $\text{CO}_2$ , ...) à la surface du matériau,  $C_a$  la concentration de ce même gaz dans l'air proche de la surface, et  $r$  la résistance au transfert :

- De chaleur (la concentration est remplacée par le produit  $\rho \cdot C_p \cdot T$  dans l'équation de flux citée ci-dessus),
- De  $\text{CO}_2$  (photosynthèse),
- Ou de vapeur d'eau (transpiration, évaporation, condensation).

Ces résistances dépendront des caractéristiques :

- Du fluide et de l'écoulement autour de la surface considérée,
- De la surface (nature, forme, rugosité, ...)
- Physiologie de l'organe considéré (résistance stomatique...).

### II.5.2 Equation du bilan d'énergie pour la végétation

En plus de leur influence sur la dynamique de l'écoulement, les plantes modifient également très sensiblement le bilan général d'énergie. Si l'on considère la culture comme un milieu poreux en terme de résistance à l'écoulement, on doit donc aussi la considérer comme une source ou un puits de chaleur latente et de chaleur sensible.

Le rayonnement net à l'échelle d'un couvert végétal est équilibré par des composantes majeures : chaleur latente, chaleur sensible et flux de chaleur dans le sol et des composantes mineures : photosynthèse, respiration et chaleur stockée. L'intervention de la photosynthèse et de la respiration dans le bilan énergétique au dessus du couvert est négligeable, elle ne représente que quelques pour cent du rayonnement net (Saugier, 1970). Brown et (Covery 1965) considèrent que la chaleur stockée dans la végétation est inférieure à 1%. On peut donc écrire l'équation du bilan d'énergie sous une forme simplifiée, en considérant que tout apport d'énergie à la végétation est positif et que toute perte d'énergie par la végétation est négative.

On simplifie le problème en étudiant le régime permanent pour lequel il n'y a ni énergie stockée ni énergie déstockée dans la végétation.

L'approche milieu poreux et les contraintes dues à la description détaillée de la géométrie du couvert nous conduisent à adopter une approche macroscopique de la description des effets du couvert. Ainsi, nous devons effectuer le bilan d'énergie sur un élément de volume  $d\tau = dS \cdot dz$  du couvert.

Dans le cas d'une serre, la végétation est généralement disposée selon  $n$  rangées de longueur  $L$ , de largeur  $l$  et de hauteur moyenne  $h$ . La surface occupée par la végétation, c'est-à-dire la surface cultivée, est donc  $S_{cultivée} = n.L.l$ . Il est alors nécessaire de définir un LAI volumique  $LAI_v$  relatif à un volume de végétation :

$$LAI_v = \frac{S_{feuille}}{S_{cultivée} \cdot h} = \frac{S_{sol} \cdot LAI_s}{S_{cultivée} \cdot h} \quad (II.72)$$

On considère que l'atténuation du rayonnement incident au cours de sa pénétration dans le couvert suit une loi de Beer de la forme :

$$R(z) = R_n \cdot \exp\left(-K_c \cdot LAI_s \cdot \frac{z}{H}\right) \quad (II.73)$$

Avec :

- $R_n$  : Rayonnement net reçu à l'échelle du couvert ( $W/m^2$ ),
- $K_c$  : Coefficient d'extinction du rayonnement,
- $H$  : Hauteur de la culture,
- $z$  : hauteur du niveau considéré.

Ainsi, un élément de volume  $d\tau = dS \cdot dz$  reçoit un flux radiatif ( $W/m^3$ ) égal à :

$$G(z) = \frac{dR(z)}{dz} \quad (\text{II.74})$$

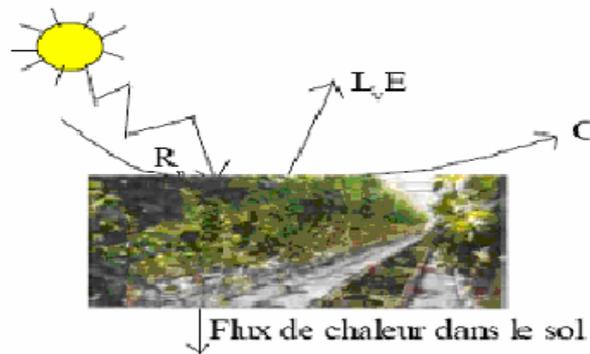
Et perd de la chaleur par évaporation, convection et conduction avec le milieu proche.

Le bilan sur un élément de volume  $d\tau$  devient :

$$\frac{dR(z)}{dz} - L_v E \cdot LAI_v - C \cdot 2LAI_v = 0 \quad (\text{II.75})$$

Où :

- $R(z)$  : densité de flux radiatif incident par unité de surface interceptant du rayonnement net ( $\text{W}/\text{m}^2$ ),
- $L_v E$  : densité de flux de chaleur latente,  $L_v$  étant la chaleur de vaporisation de l'eau ( $=2440 \cdot 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$  à  $20^\circ\text{C}$ ) et  $E$  le flux de vaporisation ( $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ),
- $C$  : densité de flux de chaleur sensible ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).



**Fig II.1** : Bilan d'énergie dans la végétation

Les feuilles du végétal reçoivent un rayonnement net  $R_n$  issu du rayonnement solaire en période diurne, elles cèdent de la chaleur latente  $L_v E$  par évaporation d'eau qu'elles contiennent. Les feuilles de Tomate échangent de la vapeur d'eau principalement sur la face inférieure (Boulard et al. 1991). Elles échangent aussi de la chaleur sensible  $C$  de chaque côté de leur surface avec le fluide qui les baigne.

Les flux  $L_v E$  et  $C$  peuvent se mettre sous la forme générale de flux, Le flux de chaleur sensible  $C$  s'écrira donc :

$$C = \rho \cdot C_p \frac{T_s - T_a}{r_a} \quad (\text{II.76})$$

Où  $\rho$  est la densité de l'air ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),  $C_p$  la chaleur spécifique à pression constante ( $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ),

$T_s$  la température de la surface considérée, et  $T_a$  la température de l'air environnant.

La résistance aérodynamique au transfert de chaleur est  $r_a$  en s/m. une autre forme de l'équation est :

$$C = h_a(T_s - T_a) \quad (\text{II.77})$$

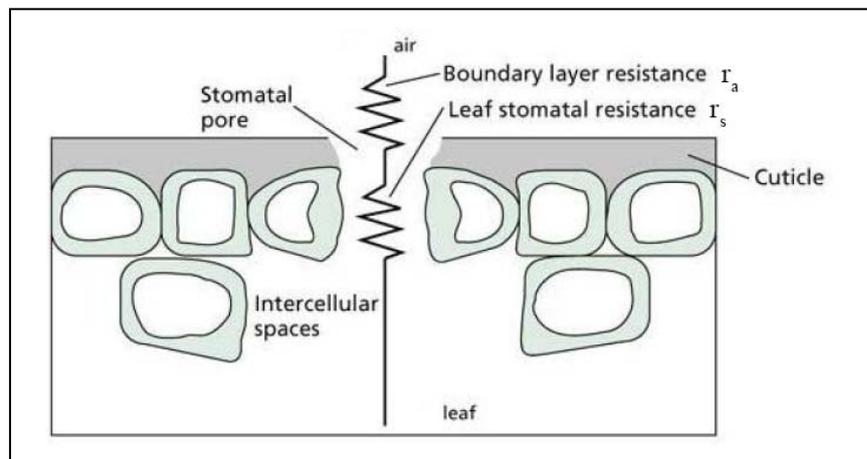
Où  $h_a$ , coefficient de transfert de chaleur ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ) est relié à la résistance par la relation :

$$h_a = \frac{\rho \cdot C_p}{r_a} \quad (\text{II.78})$$

Le flux de vapeur d'eau (en  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ) est calculé à l'échelle du couvert par la relation :

$$E = \rho \cdot \frac{w_f - w_a}{r_t} \quad (\text{II.79})$$

Où  $w_f$  représente l'humidité absolue saturante de la strate de couvert végétal considérée et  $w_a$  humidité absolue de l'air,  $r_t$  est la résistance totale au transfert de vapeur d'eau pour un étage donné. Pour une culture de tomate, celle-ci correspond à l'association en série de la résistance aérodynamique  $r_a$  et des résistances stomatiques foliaires  $r_s$  de la face supérieure et de la face inférieure de feuilles issues du niveau considéré.



**Fig II.2** : Schématisation des résistances aux transferts de vapeur d'eau entre la feuille et l'air

## II-6 Connaissance de l'état de l'air atmosphérique

Trois données concernant l'air sont particulièrement importantes, ce sont la température, l'état hygrométrique et la vitesse du vent.

### a- Température

La température est une grandeur qui permet de repérer l'énergie thermique d'un corps. Ce n'est pas une mesure à proprement parler mais un repère. La propriété d'additivité, en particulier, n'existe pas. La détermination de la température de l'air se fait par contact : le capteur est en contact avec l'air et se met en équilibre thermique avec ce dernier, prenant

finalement la même température. Les mesures par contact utilisent soit des capteurs basés sur la dilatation des corps, soit des procédés thermoélectriques, les premiers sont d'un usage courant, thermomètre à enveloppe de verre utilisant la dilatation d'un liquide (mercure, alcool), thermomètre bilames utilisant la déformation de deux lames métalliques étroites et minces de nature différentes soudées entre elles.

L'utilisation des thermocouples dont l'usage se répand car ils se prêtent aisément à la réalisation des transmissions entre capteurs et chaînes de mesure et à des enregistrements continus.

### b- Humidité

L'appareil couramment utilisé pour déterminer l'humidité de l'air est le psychromètre. Il est constitué de deux thermomètres à enveloppe de verre, l'un, dit thermomètre mouillé, a son réservoir entouré d'une mousseline imbibée constamment par l'eau ; du fait de l'évaporation et de l'absorption de chaleur que cela nécessite, il donne une température plus basse que l'autre thermomètre, dit thermomètre sec, qui indique la température normale de l'air. À partir de ces deux températures, on peut connaître l'état hygrométrique de l'air :

on considère un petit volume d'air de masse  $m$ , à la température  $T$  de l'air, qui vient se saturer en vapeur d'eau au contact du thermomètre humide à la température  $T_H$ . Si  $m_v$  et  $m_{vs}$  représentent respectivement, la masse de vapeur d'eau contenue dans le petit volume d'air avant et après saturation, la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation est :

$$Q = L \cdot (m_{vs} - m_v) \quad (\text{II.80})$$

$L$  étant la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température  $T_H$ .

Au contact du thermomètre humide, plus froid, le petit volume d'air cède de la chaleur qui est utilisée pour l'évaporation. L'équation traduisant ce transfert calorifique :

$$(m_a C_p + m_v C_{pv})(T - T_H) = L \cdot (m_{vs} - m_v) \quad (\text{II.81})$$

$C_p$  : chaleur massique de l'air,

$C_{pv}$  : chaleur massique de la vapeur d'eau.

Divisons les deux membres par la masse d'air sec,  $m_a$ , afin de faire apparaître les rapports de mélange :

$$(C_p + r \cdot C_{pv})(T - T_H) = L \cdot (r_s - r) \quad (\text{II.82})$$

$r$  et  $C_{pv}$  étant négligeable devant  $C_p$  et compte tenu des expressions des rapports de mélange :

$$C_p \cdot (T - T_H) = L \cdot \left( \varepsilon \cdot \frac{P(T_H)}{P_A} - \varepsilon \cdot \frac{P}{P_A} \right) \quad (\text{II.83})$$

$$\text{Soit } P = P(T_H) - \gamma \cdot (T - T_H) \quad (\text{II.84})$$

$$\text{Avec } \gamma = \frac{P_A - P}{L \cdot \varepsilon}$$

Ceci constitue l'équation de psychromètre avec  $\gamma$ , constante psychrométrique, voisine de 0,66 mb. °C<sup>-1</sup>, P pression réelle de vapeur d'eau dans l'air, P(T<sub>H</sub>) pression maximale de vapeur d'eau à la température T<sub>H</sub>, et (T-T<sub>H</sub>), l'écart psychrométrique. [Monteny.B.A, Lhomme J.P].

### II-6-1 Convection forcée

Dans les conditions naturelles, de nombreuses études ont été entreprises pour trouver une expression mathématique du profil de vitesse moyenne du vent dans une couche limite turbulente. A l'origine de ces travaux, se trouve la loi logarithmique de Prandtl. Afin de simplifier l'étude, nous nous intéresserons uniquement à des surfaces homogènes horizontales et suffisamment étendues pour que l'écoulement de l'air puisse se mettre en équilibre avec elles (couche limite bien développée). On supposera également que l'écoulement de l'air est bidimensionnel (il n'a que deux composantes: verticale et horizontale).

#### Hypothèses de base

En faisant une analogie entre les mouvements turbulents et les mouvements moléculaires, Prandtl a introduit la longueur de mélange  $l$ , analogue au libre parcours moyen de la théorie cinétique des gaz. On peut considérer, par exemple, qu'au niveau  $z$  la fluctuation de vitesse horizontale  $u'$  correspond à l'arrivée à ce niveau d'une particule du niveau inférieur ( $z-l$ ) où la vitesse du vent était  $u(z-l)$  et l'on a ainsi :

$$u' = u(z-l) - u(z) = -l \frac{\partial u}{\partial z} \quad (\text{II.85})$$

Cette fluctuation de vitesse est associée à la fluctuation de vitesse verticale  $w'$  qui a transporté la particule au niveau  $z$ . Le flux vertical de quantité de mouvement est égal, à tout instant, à :

$$\rho \cdot \overline{u' \cdot w'} = -\rho \cdot l \cdot \overline{w'} \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \quad (\text{II.86})$$

Prandtl a supposé que les fluctuations de la vitesse sont de même ordre de grandeur dans toutes les directions et sont corrélées entre elles. On obtient alors :

$$w' = -u' = -l \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \quad (\text{II.87})$$

En définitive, on obtient la formulation de Prandtl dans laquelle il introduit la longueur moyenne de mélange  $l_m$  :

$$\rho \cdot \overline{u'w'} = - \rho \cdot l_m^2 \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (\text{II.88})$$

Prandtl suppose enfin que la densité de flux de quantité de mouvement est constante dans tout l'écoulement. Celle-ci est équivalente à la contrainte de cisaillement  $\tau$  (en  $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$ ) et si on appelle  $\tau_0$  la contrainte de cisaillement au niveau du sol ou contrainte pariétale (force d'entraînement exercée par le vent sur la surface du sol, égale et opposée à la force de freinage exercée par la surface) on a :

$$\tau_0 = \tau = - \rho \cdot \overline{u'w'} \quad (\text{II.89})$$

On pose alors :

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (\text{II.90})$$

Appelée aussi vitesse de frottement

Avec  $l_m = \kappa \cdot z$

### II-6-2 Le profil logarithmique de vitesse

En combinant les équations (II.88), (II.89) et (II.90), on obtient finalement l'équation différentielle du profil vertical de vitesse du vent :

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{u^*}{\kappa \cdot z} \quad (\text{II.91})$$

Après intégration sur  $z$  de (II.91), on obtient l'équation du profil logarithmique de vitesse du vent dans une couche limite turbulente :

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} \cdot \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (\text{II.92})$$

La constante  $z_0$  est appelée paramètre de rugosité de la surface. Il traduit d'une façon macroscopique l'effet de la rugosité de la surface du sol sur le profil de vitesse du vent. Si le profil de vitesse suivait exactement la loi logarithmique, la vitesse serait théoriquement nulle à la cote  $z = z_0$ . En réalité, la vitesse du vent ne suit pas rigoureusement cette loi au voisinage immédiat de la paroi. Pour des distances supérieures à quelques dizaines de centimètre, la loi logarithmique constitue une bonne approximation des profils réels, à condition que le gradient thermique vertical soit faible ou nul [Guyot, 1992].

### II-7 Conditions de l'étude

Nous nous intéressons uniquement à des surfaces homogènes horizontales, surfaces cultivées principalement, ayant des étendues suffisantes pour que certaines conditions, que nous allons expliciter, soient réalisées.

La masse d'air qui aborde un couvert végétal voit ses caractéristiques (température, humidité) modifiées par les échanges de masse et d'énergie qui ont lieu avec le couvert. Il se développe ainsi une couche limite bidirectionnelle avec évolution à tous les niveaux, suivant la direction de la masse d'air, des grandeurs climatiques : c'est le phénomène d'advection. Mais progressivement il s'établit, entre la masse d'air et le couvert, un équilibre qui conduit à une invariabilité de ces grandeurs climatiques, suivant la direction du vent, pour une même hauteur  $z$ . la couche d'air qui vérifié cette condition est appelée zone de flux conservatif.

Si cette zone est appelée ainsi, c'est que le flux vertical  $\Phi(z)$  y est le même quelle que soit la hauteur considérée.

$$\Phi(z) = \Phi(z_h), \text{ avec } z_h < z < \delta$$

$z_h$  étant la hauteur du couvert et  $\delta$  la hauteur de la couche de flux conservatif, le flux  $\Phi(z)$  représente alors la somme des échanges élémentaires compris dans le volume de végétation de hauteur  $z_h$  et de surface unité, échanges qui s'effectuent au niveau de toutes les surfaces en contact avec l'air (feuilles, tiges et sol). L'analyse des transferts conservatifs qui va suivre se rapportera donc à des conditions de flux conservatif. On parle aussi de régime établi ou pleinement développé.

### II-8 Expressions générales de flux verticaux

Dans un écoulement turbulent, tel que celui de l'air au-dessus d'une végétation, le phénomène de transfert latéral, symbolisé par le terme  $\Phi(z)$ , est tout à fait analogue au phénomène de diffusion moléculaire dû à l'agitation thermique permanente des molécules: les petites particules de fluides en mouvement tourbillonnaire sont l'équivalent des molécules en mouvement désordonné. On parle alors de diffusion turbulente dont les lois sont analogues à celle de diffusion moléculaire. En particulier, le flux vertical d'une grandeur  $q$  est proportionnel au gradient vertical de concentration volumique en cette grandeur  $q$  :

$$\Phi_q = - K_q(z) \cdot \left( \frac{d(q)}{dz} \right)_z \quad (\text{II.93})$$

Le coefficient de proportionnalité  $K_q(z)$ , fonction de la cote  $z$ , est appelé diffusivité turbulente de la grandeur  $q$  au niveau  $z$ . Le signe (-) rend compte du fait que le transfert se fait des concentrations les plus fortes vers les plus faibles. On dit que le flux circule à contre gradient.

Intégrons cette équation entre deux niveaux  $z_1$  et  $z_2$  ( $z_1 < z_2$ ) de la couche de flux conservatif :

$$\begin{aligned} \Phi_q \cdot dz &= - K_q(z) \cdot d(q) \\ \Phi_q \cdot \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{K_q(z)} &= - \int_{q_1}^{q_2} d(q) \end{aligned} \quad (\text{II.94})$$

Nous obtenons alors la deuxième forme, dite intégrale, de la loi de diffusion :

$$\Phi_q = \frac{q_1 - q_2}{r_{aq}} = h_q \cdot (q_1 - q_2) \quad (\text{II.95})$$

$$\text{Avec} \quad r_{aq} = \frac{1}{h_q} = \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{K_q(z)} \quad (\text{II.96})$$

Par analogie la loi d'ohm en électricité,  $r_{aq}$  est appelé résistance aérodynamique.  $h_q$  est le coefficient d'échange convectif de la grandeur  $q$ .

### II-8-1 Expressions particulières des flux verticaux

On distingue trois types de transfert convectifs : les transferts de quantité de mouvement, de chaleur et de masse ( $H_2O$  et  $CO_2$ ).

La quantité de mouvement est le produit de la masse volumique de l'air par la composante horizontale de la vitesse de vent :  $m = \rho \cdot u$ , son flux s'écrit :

$$\tau_m = - \rho \cdot K_m \cdot \frac{du}{dz} \quad (\text{II.97})$$

Il se confond avec la contrainte pariétale  $\tau$  qui représente la force tangentielle de frottement (causée par le mouvement horizontal de l'air) rapportée à l'unité de surface horizontale. Cette force de frottement est une manifestation du transfert continu de la quantité de mouvement qui s'opère entre les filets d'air et qui est du à leur agitation turbulente. C'est de ce transfert que dépendent les autres flux.

La chaleur sensible définie comme la quantité de chaleur contenue dans l'unité de volume d'air,  $S = \rho \cdot C_p \cdot T$  ( $C_p$  : chaleur massique de l'air) correspond le flux :

$$S = - \rho \cdot C_p \cdot K_s \cdot \frac{dT}{dz} \quad (\text{II.98})$$

Le flux de vapeur d'eau est particulièrement important puisqu'il représente la perte en eau par évaporation de la surface (évapotranspiration dans le cas d'un couvert végétal) ou son gain en eau par condensation (phénomène de rosée nocturne).

Il s'exprime en fonction du gradient de vapeur d'eau dans l'air, caractérisée soit par sa concentration volumique  $C_V$  ( $\text{kg.m}^{-3}$ ) soit par pression partielle  $P$  (Pa), reliée à  $C_V$  par l'équation des gaz parfaits :

$$E_V = - K_M \cdot \frac{dC_V}{dz} = - \frac{M_V}{R.T} \cdot K_M \cdot \frac{dP}{dz} \quad (\text{II.99})$$

Au niveau des couverts végétaux s'opère pendant la journée un transfert d'anhydride carbonique de l'atmosphère vers le couvert. Ce  $\text{CO}_2$ , qui pénètre dans la feuille par la voie stomatique, est utilisé dans la réaction de la photosynthèse pour l'élaboration de chaînes organiques. Ce flux d'anhydride carbonique est donc particulièrement important puisqu'il est directement relié à la production de la matière du couvert. Il s'écrit :

$$C_A = - K_M \cdot \frac{dC_a}{dz} \quad (\text{II.100})$$

$C_a$  est la concentration volumique en  $\text{CO}_2$

### II-8-2 Méthode aérodynamique de détermination des flux de surfaces

Cette méthode repose sur l'expression analytique de la diffusivité turbulente  $K$  qui entre dans l'expression des flux. Elle fait appel à la théorie de Prandtl qui a abordé l'analyse de l'écoulement turbulent au-dessus d'une surface plane, en s'inspirant de la théorie cinétique des gaz, et en supposant que le mécanisme de la turbulence repose sur le mouvement de petites masses discrètes ou particules de fluide. Sa théorie, basée sur l'analyse théorique des liens entre le flux de quantité de mouvement et le gradient de vitesse du vent, aboutit à une expression de la diffusivité turbulente  $K_M$  pour la quantité de mouvement, fonction de la distance  $z$  à la surface plane :

$$K_M = \kappa \cdot u_x \cdot z \quad (\text{II.101})$$

et une loi de variation de la vitesse du fluide avec la distance  $z$  :

$$u(z) = \frac{u_x}{\kappa} \cdot \ln \left( \frac{z}{z_0} \right) \quad (\text{II.102})$$

$\kappa$  est la constante de Van Karman  $\kappa = 0.41$

$u_x$  est la vitesse de frottement :  $u_x = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}$

$z_0$  est le paramètre de rugosité.

Pour les autres flux, on suppose que les coefficients  $K$  ont la même expression analytique que  $K_M$ . Ceci constitue l'hypothèse de similarité qui est bien vérifiée en régime de neutralité thermique (pas de gradients de température) ou dans des conditions peu éloignées.

Les expressions écrites ci-dessus sont applicables, dans les conditions naturelles, à une surface plane, sol nu ou nappe d'eau par exemple. Mais lorsque le sol est recouvert d'une végétation homogène de hauteur  $z_h$ , la côte  $z$  figurant dans les expressions précédentes, ne doit pas être comptée à partir du niveau du sol, mais à partir d'une hauteur  $D$ , fonction de la structure du couvert et comprise entre 0 et  $0,7 z_h$  pour beaucoup de couverts.

L'expression différentielle générale des flux verticaux est alors la suivante :

$$\Phi_q = -\kappa \cdot u_x (z - D) \left( \frac{dq}{dz} \right)_z \quad (\text{II.103})$$

Et l'expression intégrale :

$$\Phi_q = \frac{\kappa \cdot u_x}{\ln \left( \frac{z_2 - D}{z_1 - D} \right)} \cdot (q_1 - q_2) \quad (\text{II.104})$$

### II-9 Résistance aérodynamique $r_a$

Les variations des caractéristiques de l'air humide sous serre fermée interviennent dans l'échange de chaleur par convection par l'intermédiaire des forces de flottabilité qu'elles induisent, nous nous plaçons dans les conditions pour lesquelles la convection naturelle l'emporte. On définit le nombre de Grashof qui exprime le rapport entre la poussée d'Archimède et les forces de viscosité :

#### Calcul de $r_a$

$$r_a = \frac{\rho \cdot C_p}{h_a} \quad (\text{II.105})$$

Avec :

$h_a$  : coefficient d'échange thermique convectif

$\rho$  : La masse volumique de l'air prise à la température 300K

$C_p$  : La capacité thermique massique de l'air.

**II-9-1 Calcul du coefficient d'échange thermique  $h_a$** 

On définit le nombre de Grashof qui exprime le rapport entre la poussée d'Archimède et les forces de viscosité

On considère que la feuille est horizontale soumise à un flux thermique ascendant

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{II.106})$$

Avec

$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$  est le coefficient d'expansion volumique à pression constante

Pour un gaz parfait  $\beta = \frac{1}{T}$

L est la longueur caractéristique de la feuille du végétal, g l'accélération de la pesanteur égal à  $9,81 \text{ m/s}^2$  et  $\Delta T$  est la différence de température entre le végétal et l'air ambiant.

Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\frac{\lambda}{\rho \cdot Cp}} = \frac{\rho \cdot \nu \cdot Cp}{\lambda} = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} \quad (\text{II.107})$$

Avec a est la diffusivité

Enfin le nombre de Nusselt qui exprime le rapport entre l'échange par conduction à la paroi sur l'échange par convection dans la couche limite :

$$Nu = \frac{h_a \Delta T}{\frac{\lambda \Delta T}{L}} = \frac{h_a \cdot L}{\lambda} \quad (\text{II.108})$$

La relation qui lie les trois nombres adimensionnels (Nu, Gr, Pr) est empirique et de la forme :

$$Nu = a Ra^n \quad (\text{II.109})$$

Avec  $Ra = Pr \cdot Gr$ .

La corrélation à retenir dans le cas du flux ascendant pour une plaque plane horizontale est donnée par:

$$Nu = 0.54 Ra^{0.25} \quad (\text{II.110})$$

Avec les caractéristiques de l'air à  $T = 300\text{K}$

On trouve

$$h_a = 1.38 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25} \quad (\text{II.112})$$

Avec  $\Delta T = |T_f - T_a|$

$T_f$  : Température de la feuille du végétal,

$T_a$  : Température de l'air.

$L$  : longueur caractéristique de la feuille du végétal

Enfin on trouve (avec les caractéristiques de l'air à 300 K),

$\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$  et  $C_p = 1006 \text{ J/kg.K}$

$$r_a = 893 \left( \frac{L}{\Delta T} \right)^{0.25} \quad (\text{II.113})$$

## II-10 Résistance stomatique foliaire

La résistance stomatique foliaire est due au passage de la vapeur d'eau au travers des stomates. Les stomates sont les petits orifices qui permettent aux plantes d'absorber le CO<sub>2</sub> et transpirer de l'eau de 5 à 30  $\mu\text{m}$  de diamètre ce qui assure l'échange gazeux entre la feuille et le milieu extérieur.

La transpiration est l'énergie (ou la quantité d'eau) absorbée par la plante dans le sol et transmise par les feuilles à l'atmosphère. L'évaporation du sol, l'évaporation de l'eau retenue par les feuilles et la transpiration constitue les trois composantes du flux latent. On peut l'estimer par la relation de Penmann-Monteith.

$$\lambda ET = \frac{\Delta(R_n - G) + \rho_a C_p \frac{(D_s - D_a)}{r_a}}{\Delta + \gamma \left( 1 + \frac{r_s}{r_a} \right)} \quad (\text{II.114})$$

Avec :

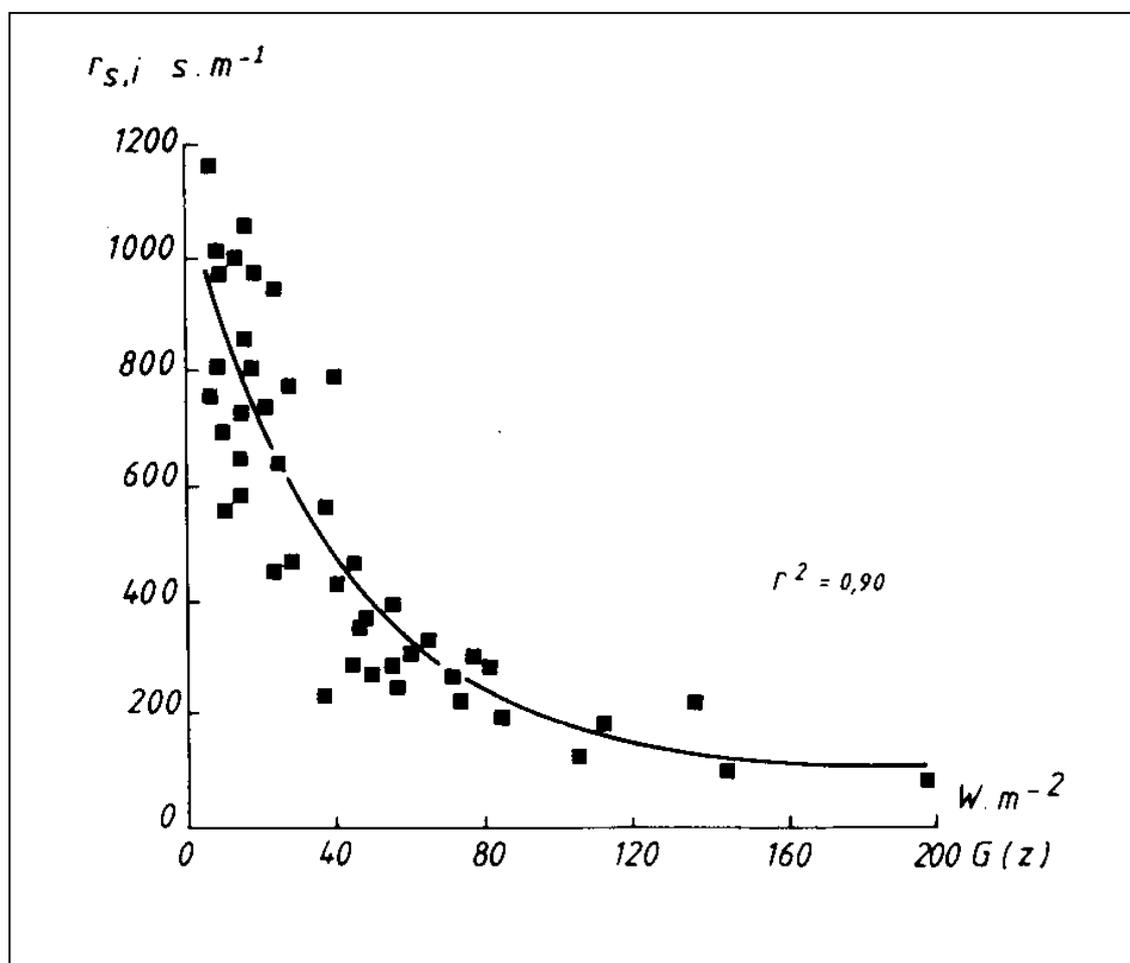
- $R_n$  : Rayonnement net,
- $G$  : flux de chaleur dans le sol,
- $(D_s - D_a)$  : Déficit de saturation de l'air,
- $\rho_a$  : masse volumique de l'air ( $\text{kg/m}^3$ ),
- $C_p$  : chaleur spécifique de l'air,
- $\Delta$  ( $\text{mm Hg.C}^{-1}$ ) = pente de la courbe température-pression de vapeur saturante à la température de l'air à 2 m de hauteur ( $T_a$ ),
- $\gamma$  ( $\text{mm Hg C}^{-1}$ ) : constante psychrométrique,
- $r_s$  et  $r_a$  sont les résistances de surface et aérodynamiques.

$r_s$  mesure l'ouverture de ces stomates pour une plante entière, elle dépend donc de la surface

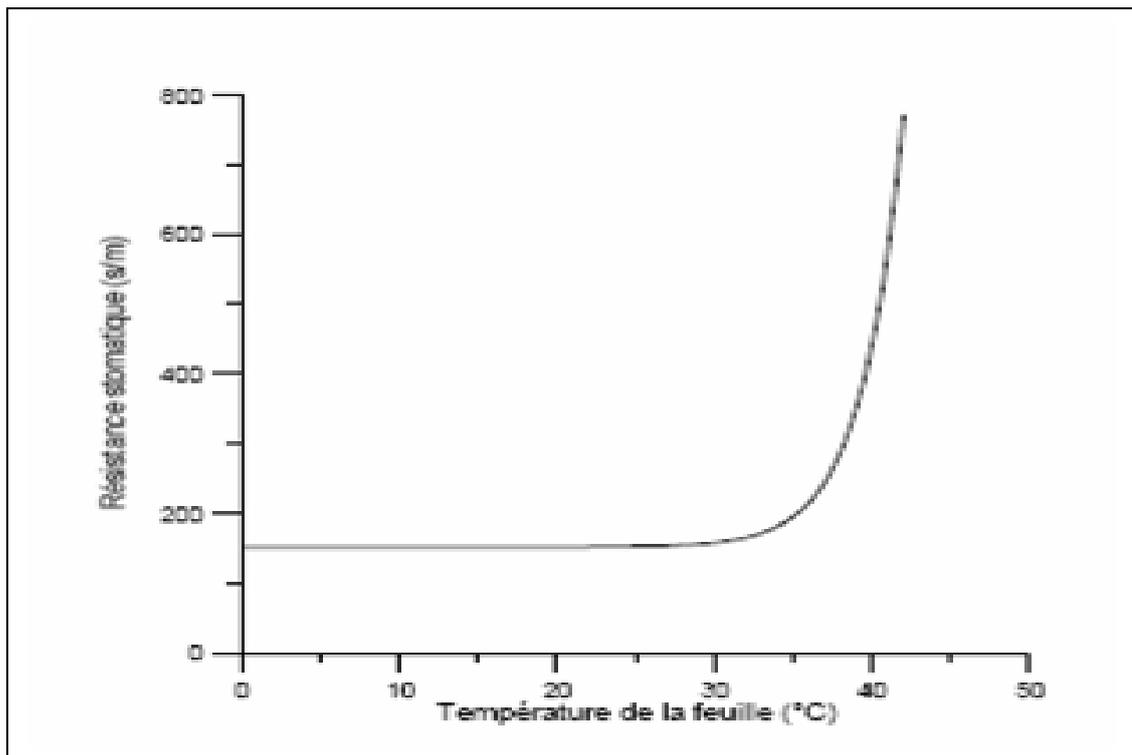
$$\text{foliaire, i.e. du LAI par la formule: } r_s = \frac{r_l}{LAI} \quad (\text{II.115})$$

Où  $r_l$  est la résistance moyenne par unité de surface. Si la plante n'est pas en stress-hydrique,  $r_l=100 \text{ s.m}^{-1}$ .

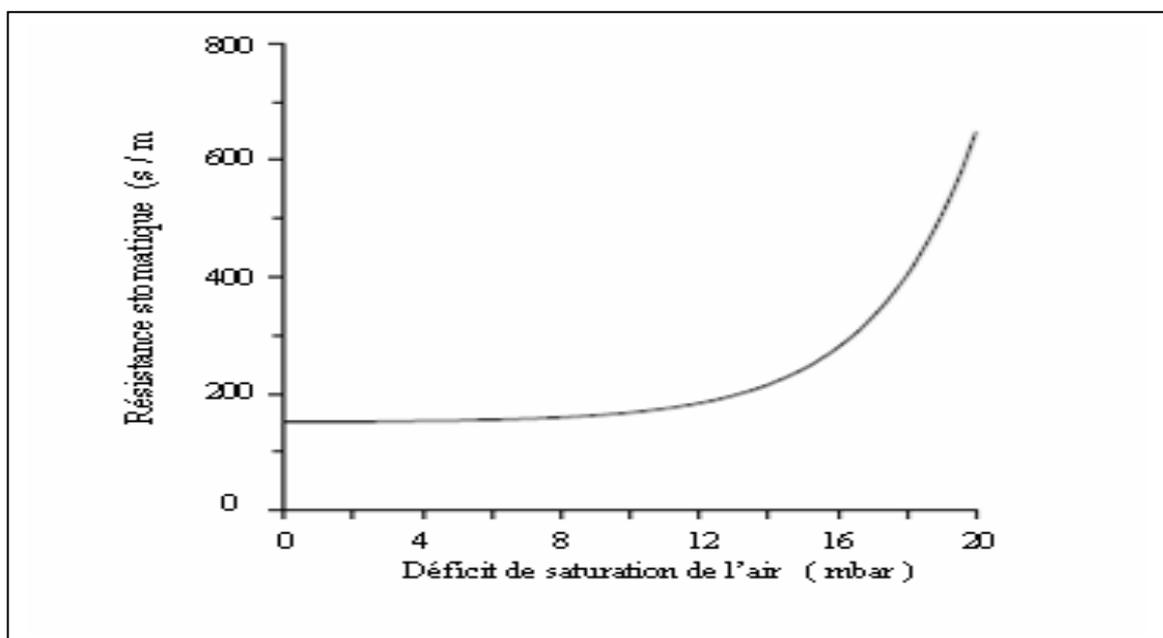
Du point de vue écophysiological, la valeur de la résistance stomatique foliaire dépend du potentiel hydrique du sol, du rayonnement incident (Meidner et mansfield, 1968), le déficit de saturation de l'air (Lange et al.1971), et de la température de la feuille ( Neilson et jarvis, 1975). Dans la culture sous serre, le potentiel hydrique du sol a une incidence négligeable sur la fermeture des stomates car il est maintenu à une valeur proche de zéro grâce au système d'irrigation. Dans ces conditions optimales, la résistance stomatique foliaire de base de tomate a pour valeur  $150 \text{ s/m}$  (Boulard et al..1991). il s'agit cependant d'une valeur minimale car on constate qu'elle évolue également en fonction du rayonnement, de la température et de déficit de saturation selon les courbes indiquées figures II.3 et II.4



**Fig II.3 :** Evolution de la résistance stomatique de la face inférieure des feuilles en fonction du rayonnement  $G(z) \text{ W/m}^2$



**Fig II.4** : Evolution de la résistance stomatique foliaire de la tomate en fonction de la température de la feuille



**Fig II.5** : Evolution de la résistance stomatique foliaire de la tomate en fonction du déficit de saturation de l'air

Certains auteurs ( Jarvis, 1976, Avissar et al., 1985, Stanghellini, 1987) ont adopté l'hypothèse suivante : la résistance interne observée est la résultante de l'influence des variables climatique, sans aucun effet synergique entre elles, soit

$$r_s = r_{s,\min} f_1(R) f_2(D_a) f_3(T_f) \quad (\text{II.116})$$

Où  $f_1$ ,  $f_2$  et  $f_3$  sont des fonctions mathématiques choisies pour représenter le mieux possible l'évolution de  $r_s$  en fonction de la variable climatique considérée et  $r_{s,\min}$  la résistance minimale au transfert de vapeur d'eau obtenue lorsque tous les autres facteurs sont à leur niveau optimal pour la transpiration. Boulard et al. (1991) et Baille et al. (1994) ont trouvé  $r_{s,\min} = 150 \text{ s m}^{-1}$  respectivement pour une culture de tomate et une culture de rose.

Pour un couvert de tomate, on retiendra un modèle bi-facteur (Villette, 1988), où  $r_s$  est calculé, soit à partir du couple  $\{R, D_a\}$ , soit à partir du couple  $\{R, T_f\}$ . Il démontre en effet que l'adjonction d'une troisième variable n'apporte aucune précision supplémentaire dans l'explication de la variabilité de  $r_s$ . Il propose pour le modèle bi-facteur  $r_s(R, D_a)$ , des fonctions exponentielles du type :

$$f(x_i) = 1 + a_0 \left[ \exp(a_1(x_i - a_2)) \right]^n \quad (\text{II.117})$$

Où  $n = \pm 1$ .

Dans le cas des conditions de la tomate de serre, on retiendra la fonction qui décrit l'évolution de  $r_s$  en fonction du déficit de saturation  $D$  :

$$r_s = r_{s,\min} \left[ 1 + 0.11 \cdot \exp(0.34 \cdot (D - D_{\max})) \right] \quad (\text{II.118})$$

Où  $r_{s,\min} = 150 \text{ s/m}$  et  $D_{\max} = 10 \text{ mbar}$ .

Le déficit de saturation dépend à la fois de la température et de l'humidité relative, et on peut relier l'évolution de la résistance stomatique à la température et à l'humidité de l'air par la relation suivante :

$$r_s = r_{s,\min} \left\{ 1 + 0.11 \cdot \exp \left[ 0.34 \cdot \left( 6,107 \cdot 10^{\frac{7,5T}{237,5+T}} - 1629 \cdot \omega - D_{\max} \right) \right] \right\} \quad (\text{II.119})$$

### Conclusion pour le chapitre :

Finalement, nous aboutissons à des systèmes d'équation complexes, non linéaires, la résolution analytique de ses équations n'est pratiquement jamais réalisée. La non linéarité visible dans les équations est principalement à l'origine des difficultés pour l'obtention d'une solution analytique.

L'utilisation d'une méthode numérique s'avère indispensable pour la résolution des équations des bilans, ici nous utilisons le logiciel fluent qui est à sa base est modélisé par la méthode des volumes finis qui sera exposé au chapitre suivant.

# *Chapitre III*

## *Modèle Numérique*

## Introduction

Les équations de conservation considérées dans le chapitre précédent sont des équations non linéaires, pour lesquelles une solution analytique n'est pas connue dans la plupart des cas. De plus, la théorie mathématique de ces équations est encore incomplète : si en deux dimensions d'espace (écoulement plan) des résultats d'existence, d'unicité et de régularité de solution sont connus, il n'en est pas de même pour trois dimensions d'espace (écoulement tridimensionnel), qui se rapproche le plus de la réalité physique.

La résolution des équations d'un phénomène de convection thermique se fait par l'utilisation d'une méthode numérique. Cette dernière consiste à développer les moyens de la solution de ces équations.

Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles dérivées partielles, à savoir :

- ✓ La méthode des éléments finis,
- ✓ La méthode des différences finies,
- ✓ La méthode des volumes finis.

Dans la présente étude on utilisera la méthode des volumes finis avec des volumes de contrôle quadrilatéraux et un maillage structuré. Sa grande simplicité de mise en œuvre a fait qu'elle a connu un essor considérable depuis les années 70-80, elle est à l'origine de la majorité des codes de calcul (Fluent, CFD, CFD 2000, phoenix, CFX-F3D, STAR-CD ...etc.).

### III.1 Rappel sur la méthode des éléments finis

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, décrites au chapitre précédent, sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces derniers englobe un noeud dit "noeud principal" (figure III.1).

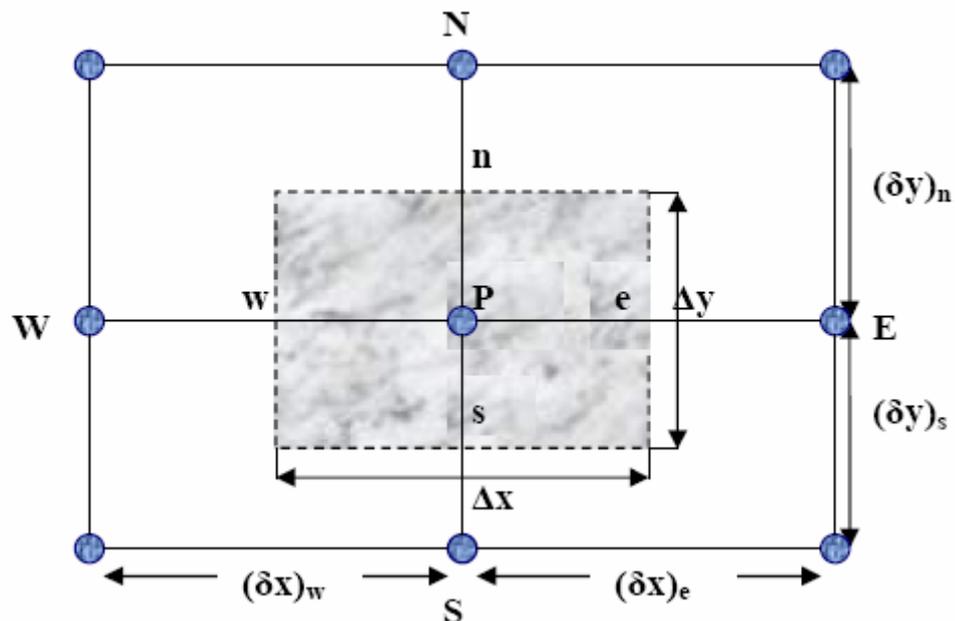
#### Caractéristiques :

- Introduite en mécanique des fluides au début des années 1970,
- Basée sur les concepts physiques,
- Méthode eulérienne,
- Dérivée directement de la forme intégrale des lois de conservation,
- Utilise un maillage structuré, structuré par blocs ou non structuré,
- Peut traiter des domaines complexes,
- Les quantités physiques sont définies :

- Aux noeuds du maillage,
- au centre de cellules,
- combinaison des deux (« staggered grid »),
- « Méthode de préférence » des ingénieurs.

La méthode des volumes finis comporte essentiellement :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle,
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles,
- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations,
- Le modèle doit être stable et convergent.



**Fig III.1** : Volume de contrôle bidimensionnel

Le volume de contrôle est montré par la figure (III.1). Pour un noeud principal P, les points E et W (E = Est, W = Ouest) sont des voisins dans la direction  $x$ , tandis que N et S (N = Nord, S = Sud) sont ceux dans la direction  $y$ . Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction  $x$ , n et s dans la direction  $y$ .

### III.2 Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un noeud, où on trouve la variable P et les composantes u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux noeuds adjacents.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (noeuds). Ainsi un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque noeud. Le principe de la méthode des volumes finis est d'intégrer l'équation aux dérivées partielles (EDP) considérée sur une maille et d'interpoler ensuite cette intégrale par les valeurs prises par la fonction aux noeuds.

### III-3 Discrétisation des équations de conservation

Les équations de conservation présentées au chapitre précédent peuvent être écrites sous forme commune. Cette formulation permet de ne pas réitérer le travail de discrétisation pour chaque équation. On note  $\Phi$  la variable étudiée, chacune des équations de la forme (en notation tensorielle, dans un repère cartésien orthonormé) :

$$\underbrace{\frac{\partial \Phi}{\partial t}}_{\text{terme transitoire}} + \underbrace{V_i \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x_i}}_{\text{terme de convection}} = \underbrace{\Gamma_\Phi \cdot \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x_i^2}}_{\text{terme de diffusion}} + \underbrace{S_\Phi}_{\text{terme source}} \quad \text{(III-1)}$$

Où  $\Gamma_\Phi$  est le coefficient de diffusion de la quantité  $\Phi$  et  $S_\Phi$  le terme source net. Seule cette équation est discrétisée et le système d'équation aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de  $\Phi$ . Le système d'équations prend alors la forme d'une équation tensorielle avec :

$$\Phi = \begin{pmatrix} 1 \\ V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ H \\ k \\ \varepsilon \end{pmatrix}, \quad \Gamma_\Phi = \begin{pmatrix} 0 \\ \nu \\ \nu \\ \nu \\ \frac{\lambda}{\rho \cdot Cp} \\ \nu + \frac{\nu_t}{Pr_k} \\ \nu + \frac{\nu_t}{Pr_\varepsilon} \end{pmatrix}, \quad S_\Phi = \begin{pmatrix} 0 \\ S_{V_1,P} \\ S_{V_2,P} \\ S_{V_3,P} \\ S_{H,P} \\ \nu_t \cdot G - \varepsilon + S_{k,P} \\ \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_1 \cdot \nu_t \cdot G - C_2 \cdot \varepsilon) + S_{\varepsilon,P} \end{pmatrix} \quad \text{(III-2)}$$

$C_1$  et  $C_2$  Sont des coefficients caractéristiques de la turbulence.

$G$  est le taux de renouvellement, ici il est nul du fait que notre serre est fermée.

Ce qui donne :

$$S_{\Phi} = \begin{pmatrix} 0 \\ S_{V_1,P} \\ S_{V_1,P} \\ S_{V_1,P} \\ S_{H,P} \\ -\mathcal{E} + S_{k,P} \\ \frac{\mathcal{E}}{k} \cdot (-C_2 \cdot \mathcal{E}) + S_{\varepsilon,P} \end{pmatrix} \quad (III-3)$$

Ici chaque terme du vecteur  $\Phi$  permet de décrire respectivement les équations de conservation de :

- L'équation de continuité (II-27),
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement (II-28) projetée selon x,
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement (II-28) projetée selon y,
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement (II-28) projetée selon z,
- L'équation de conservation de l'énergie (II-29),
- L'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente (II-56)
- L'énergie de conservation du taux de dissipation de la turbulence (II-59).

Les équations sont discrétisées selon la méthode de Patankar (Patankar et Spalding, 1970). Finalement, cette méthode consiste à intégrer chaque équation de conservation sur le volume de contrôle de la figure (III-1). Les intégrales sur le volume sont converties en intégrale de surface en utilisant le théorème de Green-Ostrogradsky , et la forme intégrale des termes successifs de l'équation (III-1) devient, en notation vectorielle :

Terme transitoire T:

$$T = \iiint_V \frac{\partial \Phi}{\partial t} \cdot dV = \frac{V}{\Delta t} \cdot (\Phi^{nouveau} - \Phi^{ancien}) \quad (III-4)$$

Terme de convection C :

$$C = \iiint_V \text{div}(\vec{V} \cdot \Phi) \cdot dV = \iint_S \vec{V} \cdot \Phi \cdot \vec{n} \cdot dS = \sum_{\text{Faces}} \vec{V} \cdot \Phi \cdot S \quad (\text{III-5})$$

Terme de diffusion D :

$$D = \iiint_V \text{div}(\Gamma \cdot \text{grad}(\Phi)) \cdot dV = \iint_S \Gamma \cdot \text{grad}(\Phi) \cdot \vec{n} \cdot dS = \sum_{\text{Faces}} \Gamma \cdot \text{grad}(\Phi) \cdot S \quad (\text{III-6})$$

Terme source S :

$$S = \iiint_V S_\Phi \cdot dV = V \cdot C_\Phi \cdot (\Phi_0 - \Phi) \quad (\text{III-6})$$

Où  $\vec{n}$  est le vecteur unitaire normal à l'élément de surface  $dS$ ,  $\Phi^{\text{nouveau}}$  et  $\Phi^{\text{ancien}}$  font référence à la valeur de la variable  $\Phi$  entre deux pas de temps successifs.  $\vec{V}$  : Vecteur vitesse,  $V$  est le volume de contrôle,  $C_\Phi$  est le coefficient de linéarisation du terme source et  $\Phi_0$  est une constante.

### III-4 Flux entre mailles

Les flux de convection et de diffusion, pour chaque variable et à chaque facette du volume de contrôle, sont estimés à partir des valeurs de chaque variable au centre des volumes voisins. Plusieurs méthodes permettent l'évaluation de ces flux.

#### III-4-1 Flux de convection

La contribution de la convection à l'échange local de la quantité  $\Phi$  à l'intérieur du volume de contrôle représenté sur la figure (3.1) peut s'exprimer sous la forme :

$$C = G_e \cdot \Phi_e - G_w \cdot \Phi_w + G_n \cdot \Phi_n - G_s \cdot \Phi_s \quad (\text{III-7})$$

Où, par exemple :

$$G_s = u_s \cdot A_s \quad (\text{III-8})$$

Exprime le flux de masse à travers la face sud du volume de contrôle.  $A_s$  est la surface de cette face sud.  $\Phi_s$ , valeur de la variable scalaire est considérée constante sur toute la surface.

$u_s$  est la norme de la vitesse normale à la surface.

On distingue trois méthodes distinctes pour exprimer le flux de convection  $G$  aux frontières du volume de contrôle. Ces méthodes sont définies ci-après.

**III-4-1-1 Le schéma hybride**

Ce schéma compare l'importance relative des flux de convection et de la diffusion sur chaque face du volume de contrôle dans le but de déterminer si le flux échangé avec la cellule adjacente est entrant ou sortant.

Le nombre de Peclet (le rapport entre le flux diffusif et le flux convectif) est alors utilisé pour déterminer le coefficient qui représente une approximation raisonnable de la solution exacte du flux de convection-diffusion local monodimensionnel. Avec cette approche, le coefficient  $G$  entre la cellule voisine et le volume de contrôle est, pour le cas de cellule sud :

$$G_s = \text{Max} \left( \left| \frac{C_s}{2}, D_s \right| \right) - \frac{C_s}{2} \quad (\text{III-9})$$

Où le coefficient  $C_s$  est la contribution convective de la surface sud, définie dans l'équation (3.7), et  $D_s$  est la contribution diffusive de la surface sud définie par :

$$D_s = \frac{A_s \cdot \Gamma_s}{\delta x_s} \quad (\text{III-10})$$

Où  $\delta x_s$  est la distance entre le volume de contrôle et le centre de la cellule située au sud de celui-ci. Le schéma hybride est le plus utilisé pour une résolution des équations avec un champ de vitesses faibles, quand les effets de la diffusion sont importants.

**III-4-1-2 Le schéma dit upwind d'ordre un :**

Ce schéma suppose que les valeurs de  $\Phi$  aux faces du volume de contrôle prennent les valeurs au centre de la maille précédente dans le sens de l'écoulement. Cette hypothèse implique qu'il existe un sens privilégié de l'écoulement. Ce schéma est très stable mais il implique que les échanges convectifs sont prépondérants par rapport aux échanges diffusifs (c'est-à-dire un nombre de Peclet relativement élevé). Le coefficient  $G$  au sud s'exprime alors :

$$G_s = \text{Max}(-C_s, 0) + D_s \quad (\text{III-11})$$

Avec  $C_s$  et  $D_s$  définis de façon identique au schéma hybride. Cette méthode de calcul, simple et efficace, est la moins gourmande en ressource de calcul, mais elle introduit une diffusion numérique importante.

### III-4-1-3 Le schéma dit upwind d'ordre supérieur :

Dans le but de réduire la diffusion numérique associée au schéma d'ordre un, plusieurs schémas upwind d'ordre supérieur ont été développés. Quel que soit l'ordre du schéma proposé, les différences centrées pour le traitement de la diffusion. La différence principale réside dans le traitement de la convection. Contrairement au schéma d'ordre un, qui utilise uniquement les valeurs de la maille amont, les schémas d'ordre supérieur utilisent plus de points pour décrire le flux de convection. Ce traitement nécessite l'ajout de points et alourdit le traitement numérique. Dans notre cas qui est l'étude des serres, c'est le schéma hybride qui semble mieux correspondre à nos besoins.

### III-4-2 Flux de diffusion

Le coefficient de transport diffusif qui intervient dans le calcul de la diffusion entre chaque volume de contrôle doit être homogène dans l'ensemble du volume. Cependant le flux de diffusion est calculé à l'interface entre deux volumes distincts et il s'avère donc indispensable d'interpoler les valeurs du coefficient de diffusion  $\Gamma$  à l'interface en fonction de sa valeur dans les deux éléments de volume adjacents.

Pour ce faire, on dispose de deux moyens d'interpolation :

- **Moyenne arithmétique** : on effectue dans ce cas une interpolation linéaire entre les valeurs au centre des cellules pour estimer la diffusivité effective à l'interface. Le coefficient de transport à l'interface entre le volume de contrôle P et celui situé au sud par exemple :

$$\Gamma_s = f_s \cdot \Gamma_p + (1 - f_s) \cdot \Gamma_s \quad (\text{III-12})$$

Où  $f_s$  est le facteur d'interpolation linéaire qui dépend de la taille relative des deux cellules adjacentes. Des expressions similaires sont utilisées pour l'évaluation du coefficient de transport aux autres faces du volume de contrôle. La moyenne arithmétique doit être utilisée quand la variation du coefficient de transport est supposée linéaire. Bien que des résultats similaires puissent être obtenus en utilisant la moyenne harmonique décrite ci-après, il est préférable, dans le cas d'un coefficient de transport linéaire, d'utiliser la moyenne arithmétique car elle est plus simple et moins gourmande en ressources de calcul.

- **Moyenne harmonique** : cette seconde méthode d'interpolation du coefficient de diffusion est définie, pour le cas de l'interface sud, par la formule :

$$\Gamma_s = \left( \frac{1-f_s}{\Gamma_p} + \frac{f_s}{\Gamma_s} \right)^{-1} \quad (\text{III-13})$$

Ce calcul est adapté au cas où le coefficient de transport présente des variations abruptes, voire des discontinuités dans le domaine de calcul. Ce schéma est beaucoup plus lourd en terme de calcul mais permet une évaluation plus précise des flux de diffusion quand les vitesses sont élevées et peu uniformes.

Comme les vitesses observées dans la serre sont faibles et les variables thermo-physiques continue. C'est la moyenne arithmétique qui sera retenue.

### III-4-3 Interaction pression/vitesse

Le logiciel fluent utilise l'algorithme PISO. Celui-ci est écrit pour un maillage unique dans lequel les vecteurs vitesse et les valeurs scalaires (pression, température) sont calculés au même point. Cette particularité distingue cet algorithme des algorithmes SIMPLE et SIMPLER qui utilisent un maillage décalé : les vitesses (grandeur vectorielle) sont calculées aux interfaces entre mailles tandis que les grandeurs scalaires sont calculées aux centres des mailles. L'unicité du maillage permet une économie de mémoire a son revers : elle peut générer une instabilité du calcul susceptible d'altérer la qualité de la solution.

### III-5 L'algorithme PISO

PISO est l'abréviation de l'anglais « Pressure Implicit With Splitting of Operators »; il a été initialement développé par Issa (Issa, 1985) pour résoudre le système d'équations aux dérivées partielles considéré.

C'est un algorithme pseudo-stationnaire qui permet de s'affranchir du problème posé par le couplage pression/vitesse pour résoudre des équations découplées. On utilise une série d'opérations séquentielles pour chaque étape, au cours desquelles les équations discrétisées de la quantité de mouvement et de la pression sont résolues par une succession de prédicteur/correcteur. Cette approche permet d'estimer rapidement les champs de pression et de vitesse sans faire appel à un processus itératif complexe. L'algorithme PISO est implémenté dans fluent en six étapes :

- **Pas n°1-Prédiction de la quantité de mouvement** : les champs de vitesses dans chaque direction et le champ de pression au pas de temps précédent ( $p, \vec{V}$  et  $T$ ) sont utilisés comme variable d'entrée (ou des conditions initiales imposées par l'utilisateur dans le cas

du premier pas de temps). On calcule un champ estimé pour les variables  $\bar{V}^*$  et  $T^*$  en utilisant les équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie.

- **Pas n°2-prédiction de la pression :** le champ de vitesse ainsi obtenu ne satisfait pas, en général, l'équation de continuité. On calcule alors un champ de pression estimé  $p^*$  qui satisfait la continuité.
- **Pas n°3-correcteur de la quantité de mouvement :** en injectant le champ de pression  $p^*$  obtenu au pas n°2 dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie, on calcule de nouveaux champs estimés  $\bar{V}^{**}$  et  $T^{**}$ .
- **Pas n°4-Premier correcteur de la pression :** on calcule alors un nouveau champ de pression  $p^{**}$  qui satisfait la continuité pour les champs  $\bar{V}^{**}$  et  $T^{**}$ .
- **Pas n°5-second correcteur de la quantité de mouvement :** on calcule un troisième champ estimé pour la vitesse et la température  $\bar{V}^{***}$  et  $T^{***}$  à partir de l'équation de conservation de la quantité de mouvement, et du champ de pression  $p^{**}$ .
- **Pas n°6-passage au pas du temps ultérieur :** les champs de pression  $p^{**}$ , de vitesse  $\bar{V}^{***}$  et de température  $T^{***}$  satisfont alors aux équations de continuité et de conservation de la quantité de mouvement. Le temps est alors incrémenté de  $\Delta t$ , pas de temps choisi par l'utilisateur, et les champs de pression, de vitesse et température ( $p^{**}$ ,  $\bar{V}^{***}$  et  $T^{***}$ ) du pas de temps précédent sont utilisés pour le pas n°1.

# *Chapitre IV*

## *Simulation des échanges thermiques sous serre*

**Introduction :**

Les serres agricoles constituent un système biologique et énergétique complexe dans lequel la plupart des modes de transferts thermiques sont mis en jeu :

- Conduction à travers du sol;
- Convection au niveau de la surface de la couverture, des plantes, du sol et des échangeurs ;
- Evaporation au niveau du sol et des plantes ;
- Condensation sur la couverture et parfois sur le végétal;
- Apport solaire à travers des matériaux de couverture ;
- Echanges radiatifs de grande longueur d'onde entre les différentes surfaces.

Le contrôle de l'état hydrique d'une culture est un des facteurs essentiels de la réussite de celle-ci. L'évapotranspiration joue un rôle fondamental dans les mouvements d'eau et les transports des minéraux dans les plantes. Elle dépend fortement de la température et de l'humidité de l'air (Boulard et Roy 2001).

Comme la serre est souvent fermée, même en période estivale pendant la phase d'injection du CO<sub>2</sub> artificielle, la résolution du système d'équations discrétisées décrivant le système nécessite uniquement la connaissance des conditions aux limites (conditions aux frontières) de la serre proprement dite ainsi que les intrants.

Un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamic) a été utilisé pour le cas d'étude (dans notre cas, nous avons utilisé Fluent) afin d'étudier l'hétérogénéité des variables climatiques et la distribution de la transpiration au sein d'un couvert végétal de tomates dans une serre multichapelle de 28 mètres sur 9.6 mètres pour un climat du pourtour méditerranéen comme celui de Tizi-Ouzou (Nord d'Algérie).

**IV.1 Description de la serre multichapelle**

La simulation a été faite pour une serre munie de trois chapelles identiques, fermée à longueur d'année, située ou fonctionnant sous les conditions du climat de Tizi-Ouzou (latitude 36° Nord, longitude 4° Est, altitude 160 m), Cette serre en plastique a été modélisée et est bien définie (Fig. IV.1 et IV.2).

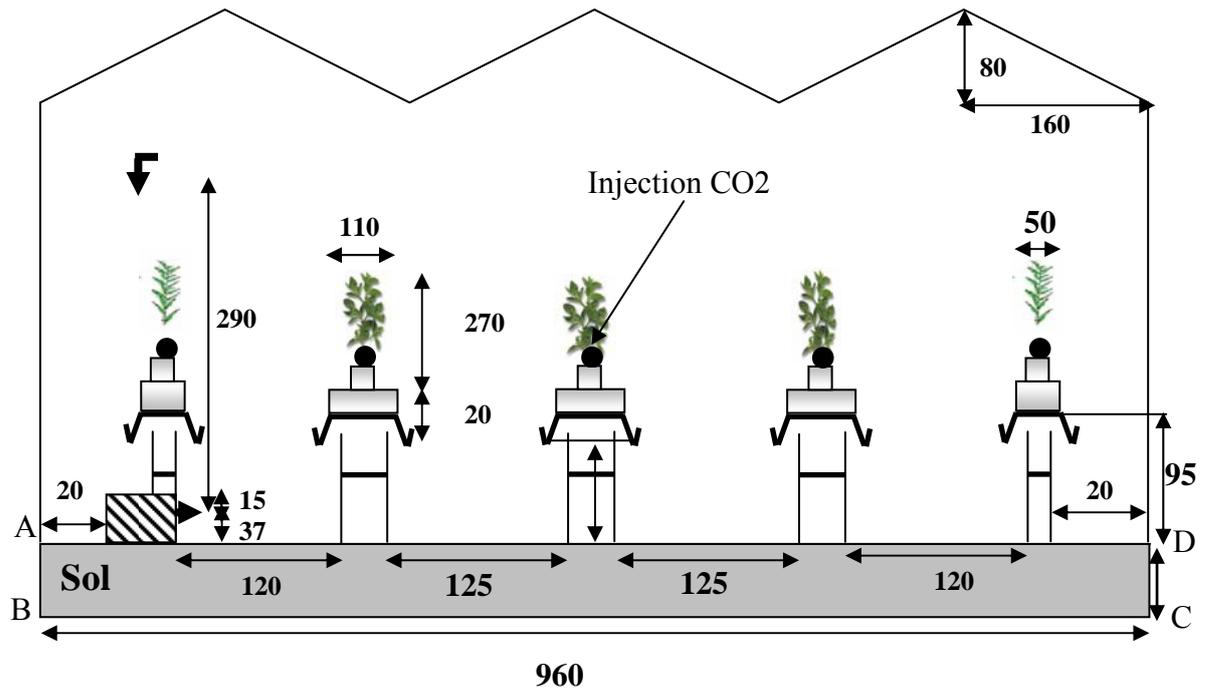


Fig. IV-1 : Schéma de la serre solaire modélisée vue depuis la façade sud (les dimensions sont en cm)

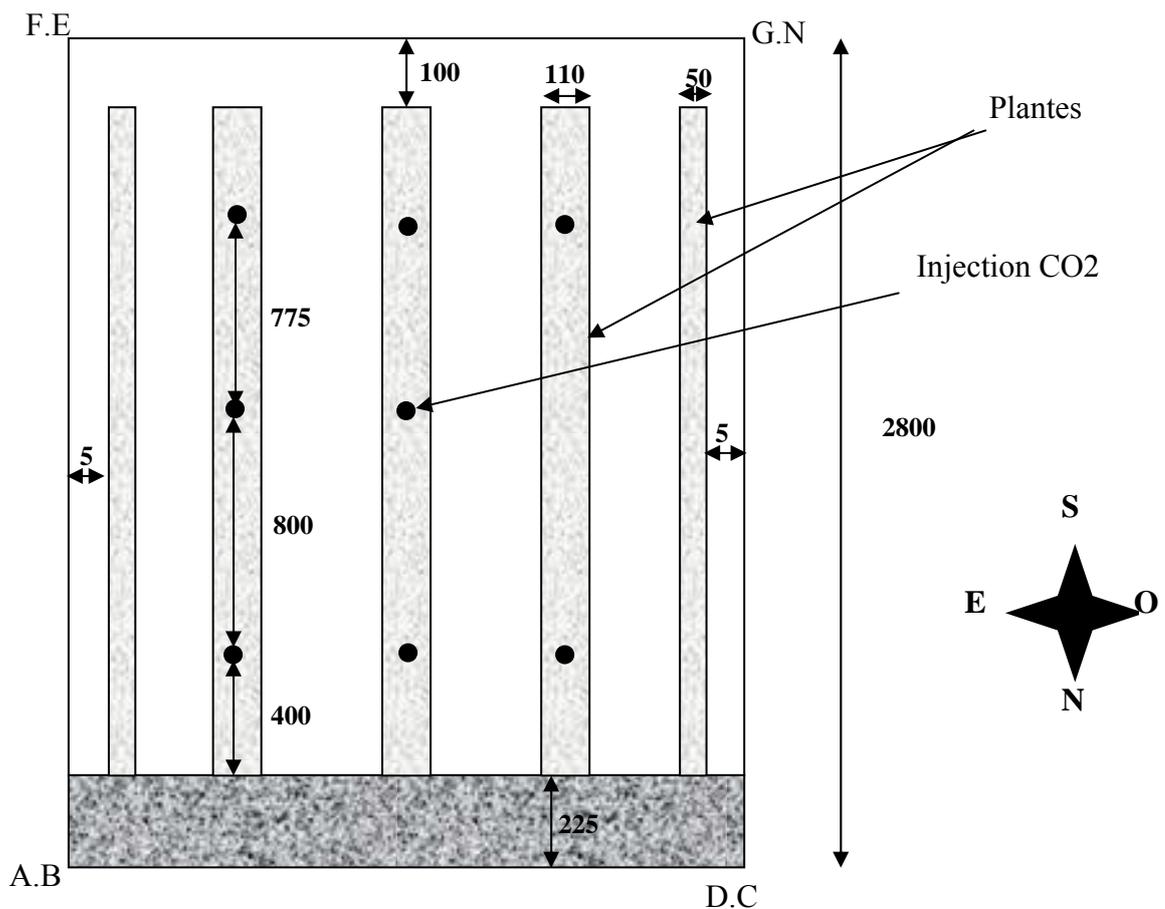


Fig. IV-2: Schéma de la serre solaire modélisée vue depuis le dessus (les dimensions sont en cm)

### IV.1.1 Caractéristique du climat extérieur

Pour des raisons de commodité (disponibilité de données), on exploite, dans notre étude, une caractéristique climatique régionale bien connue en présence d'un vent qui présente deux particularités importantes :

- Il est stable en direction et en sens ;
- Son intensité est soutenue tout au long de la journée, voire même pendant plusieurs jours consécutifs. Son profil de vitesse et ses caractéristiques, notamment son intensité de turbulence, sont bien connues pour des conditions données.

Les caractéristiques de ce vent, ont déjà fait l'objet d'une étude détaillée préalable expérimentalement (Renaud HAXAIRE 1999), en adoptant un profil de vitesse logarithmique (le gradient de température vertical maximal, relevé au niveau du sol, étant faible ( $\Delta T_{\max} = 0.1 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^{-1}$ )). Les mesures ont été effectuées à proximité de la serre sur une surface horizontale homogène (sol nu) suffisamment étendue pour que l'écoulement de l'air, supposé bidimensionnel, puisse se mettre en équilibre avec son environnement et développe une couche limite stable. Pour une température de  $15^\circ\text{C}$  ( $\rho_{\text{air}} = 1.23 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ), Haxaire (1999) a trouvé une contrainte pariétale :

$$\tau_0 = \rho \cdot \overline{u' \cdot w'} = 0.0411 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2} \quad (\text{IV.1})$$

Soit, d'après la relation (II.92), une vitesse de frottement  $u^* = 0.183 \text{ m/s}$ .

Une régression linéaire et une identification de  $z_0$  par la méthode des moindres carrés a permis d'obtenir le paramètre de rugosité du sol :  $z_0 = 0.2158 \text{ m}$  (S.LEBIK 2008). Enfin nous utiliserons le profil logarithmique de vitesse, défini par l'équation (II.92).

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} \cdot \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) = 0.45 \cdot \ln\left(\frac{z}{0.2158}\right) \quad (\text{IV.2})$$

Pour le profil de vitesse aux frontières du domaine d'intérêt, on utilise une condition à la limite à l'entrée du domaine extérieur de type « VELOCITY\_INLET ». Les valeurs des variables de l'écoulement doivent être imposées sous forme de conditions de Dirichlet à l'exception de la pression pour les écoulements incompressibles qui est extrapolée à des valeurs calculées au cœur de l'écoulement. Pour être plus précis, la viscosité turbulente est extrapolée de la même manière que la pression ; le logiciel fluent n'exploite pas la formule la

reliant à l'énergie cinétique de turbulence  $k$  et à l'énergie de dissipation  $\varepsilon$  car les valeurs estimées de ces paramètres peuvent être dans certains cas très éloignées des valeurs physiques et peuvent donc conduire à des erreurs importantes dans le calcul des termes visqueux des équations de quantités de mouvement. Ce type de conditions est rarement utilisé en sortie, à moins de connaître précisément les différents profils grâce par exemple à des observations expérimentales. Le profil de vitesse est déterminé à l'aide d'une subroutine C dénommée « udf.h » que nous verrons ultérieurement en annexe A.

### IV.1.2 Echelle d'étude et précision

A l'échelle réelle, les dimensions du problème sont énormes. Dans le but de pouvoir simuler un profil de vitesse du vent représentatif des conditions naturelles, on doit prendre en compte l'environnement de la serre. La difficulté majeure se fait sentir dans la taille importante de la géométrie : à savoir la définition du maillage.

Pour approcher une précision qui sera acceptable, il est indispensable de raffiner le maillage à l'intérieur de la serre. Ce qui fait que le nombre de mailles devient très vite conséquent et la durée des calculs assez conséquente. D'autre part, augmenter le nombre de maille uniquement à l'intérieur de la serre implique des variations brusques de taille entre les cellules, ce qui conduit souvent à la divergence de la solution proposée, pour échapper à cela, nous nous proposons de simplifier le problème. Nous effectuons une première simulation de l'écoulement d'air en plaçant la serre sans végétation dans son environnement et ensuite nous ferons les simulations en considérant une serre simplifiée et qui sera représentée seulement en bidimensionnel.

## IV.2 Étude d'un cas test « sans végétation »

### IV.2.1 Modélisation mathématique du problème

Le logiciel Fluent propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de Navier-Stokes et des équations de transport des scalaires supplémentaires. L'utilisateur a le choix entre un écoulement bidimensionnel ou tridimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non), laminaire ou turbulent, permanent ou transitoire, compressible ou incompressible (avec ou sans l'approximation de Boussinesq), avec ou sans transfert de chaleur, avec ou sans introduction de substances chimiquement réactives ou non.

Pour notre étude, nous avons choisi de considérer un écoulement permanent, turbulent avec transfert de chaleur qui répond à notre cas.

### IV.2.1.1 Propriété du fluide en présence

L'utilisateur doit procurer au logiciel les valeurs caractéristiques du fluide (à savoir la masse volumique, la viscosité dynamique moléculaire, sa chaleur spécifique,...). Ces quantités sont disponibles dans une banque de données du logiciel pour les fluides les plus communément utilisés. Il suffit de désigner le fluide en présence et de donner sa température de référence. Pour cette étude, nous avons considéré l'air dans les conditions normales de température et de pression en utilisant l'approximation de Boussinesq.

### IV.2.1.2 Définition du maillage

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie. Généralement, si cette dernière est rectangulaire, l'utilisateur opte pour une grille rectangulaire et impose la taille de pas d'espace. En revanche, si la géométrie n'est pas rectangulaire, l'utilisateur doit choisir une grille suivant les frontières du domaine qui suit le relief des parois de la serre. Ces mailles sont structurées et irrégulières, ce qui permet d'augmenter la densité du maillage et ainsi d'affiner les calculs aux endroits où les gradients de vitesse et de température sont importants, comme c'est le cas le long des parois, le maillage est moins fin aux frontières du domaine puisque la précision requise est moindre à ces endroits.

### IV.2.1.3 Conditions initiales

Il faut fournir au modèle numérique des conditions initiales qui représentent l'état de base du modèle à l'instant où commence la simulation. Afin de ne pas être gêné par des problèmes de divergence, nous devons constituer un état initial qui s'éloigne le moins possible de la réalité. Toutefois, ces conditions initiales ne constituent qu'une base théorique aux calculs ultérieurs.

### IV.2.1.4 Conditions aux limites

Fluent donne le choix entre un certain nombre de types de conditions aux limites, très différentes les unes des autres et pouvant décrire les frontières d'un grand nombre de domaines d'écoulements.

Une vitesse est imposée à l'entrée. Pour les conditions climatiques considérées on impose une température une humidité relative et un rayonnement.

La pression n'intervient, dans les équations de la conservation de la quantité de mouvement, que par son gradient. Nous avons utilisé des conditions aux limites en pression de type  $\vec{\nabla}P = 0$  à la frontière du domaine de calcul. Ce qui permet de recalculer le champ de vitesses pour satisfaire l'équation de continuité.

Pour les parois qui sont en polyéthylène, on utilise des conditions de type « WALL », on modélise le flux de chaleur dû au rayonnement reçu au niveau de la couverture et échangé par convection sur les deux faces de la couverture. Le flux absorbé par la couverture  $\Phi_{convectif}$  est estimé à six pour cent du (6%) du rayonnement global extérieur  $R_g$  (R. Haxaire 1999, C.Chemel 2001)

Ce flux est échangé par la couverture par convection, soit :

$$\Phi_{convectif} = 6\% R_g$$

Ce qui correspond à une puissance volumique totale de la couverture  $q$  ( $w/m^3$ ).

$$q = \Phi_{convectif} * \frac{S_{sol}}{S_c * e} = 0.06 * R_g * \frac{S_{sol}}{S_c * e} \quad (IV.3)$$

Avec :

$$S_{sol} : \text{Surface du sol} = 9.6 \text{ m}^2;$$

$$S_c : \text{Surface de la couverture} = 18.73 \text{ m}^2;$$

$$e : \text{épaisseur de la couverture} = 150 \text{ } \mu\text{m}.$$

On affecte 80% de cette puissance au toit et 10% pour chacune des deux parois latérales.

Le modèle établi prend en compte la conduction dans sol et on impose une température à une profondeur de 1m. Pour la période pris en compte, la température du sol est constante à cette profondeur et elle est évaluée à 18°C (Nebbali, Makhoulf 2008).

Pour le sol, le rayonnement reçu est pris égal à 65%  $R_g$ , l'albédo du sol  $\alpha$  est évalué à 0.3.

Le flux de chaleur échangé par le sol nu (le modèle sans culture) est calculé par la relation suivante :

$$q_{sol} = \frac{0.65.R_g.(1-\alpha).10^3}{2} \quad (w/m^3) \quad (IV-4)$$

Pour le modèle qui prend en compte la végétation dans la serre, la densité de flux radiatif global est connue au sommet de la végétation qui est de l'ordre de 65%  $R_g$  (Haxaire RENAUD, 1999) on utilise la relation ci-dessous pour l'extinction du rayonnement par le végétal à une hauteur  $z$ :

$$G(z) = G_0 \cdot \exp(-Kc \cdot LAI \cdot \frac{z}{H}) \quad (IV-5)$$

Avec :

- $G(z)$  : rayonnement à la hauteur  $z$  du végétal,
- $G_0$  rayonnement au dessus du végétal,

- $K_c$  est le coefficient d'extinction du rayonnement qui est égal à 0.75,
- LAI est l'indice foliaire de la tomate pris égal à 3,
- $z$  est la hauteur de l'étage considéré,
- $H$  la hauteur de la végétation.

Il reste à déterminer le flux convectif au niveau du sol, entre les rangées. La détermination de ce flux est très délicate puisqu'il existe des zones d'ombre dues à l'arrangement spatial de la culture de tomate. Notons  $H$  la hauteur des rangées. On définit alors un couvert végétal virtuel recouvrant la surface totale de la serre, et de hauteur moyenne  $\frac{H}{2}$ .

Nous supposons dans la suite de cette étude que le flux convectif entre les rangées est égal à la quantité de rayonnement ayant traversé ce couvert et absorbé au niveau du sol. Par conséquent, on utilise la loi d'extinction du rayonnement (IV-5) soit :

$$q_{sol} = 0.65 R_g \cdot \exp \left( \frac{-K_c LAI}{2} \right) \tag{IV-6}$$

Le rayonnement absorbé dépend de l'albédo du sol :  $\alpha = 0.3$

Ainsi l'expression du flux convectif au niveau du sol, entre les rangées, devient :

$$q_{sol} = 0.65 R_g \cdot \exp \left( \frac{-K_c LAI}{2} \right) (1-\alpha) \tag{IV-7}$$

**IV.2.2 Données climatiques extérieures**

Notre étude s'étale sur les cinq mois les plus chauds de l'année à savoir Mai, Juin, Juillet Août, et Septembre, les données nous proviennent de la station météo de Tizi-Ouzou .

| Mois                                    | Mai   | Juin  | Juillet | Août  | Septembre |
|-----------------------------------------|-------|-------|---------|-------|-----------|
| Température moyenne (°C)                | 28,11 | 32,96 | 36,6    | 34,79 | 30,8      |
| Humidité relative (%) moyenne           | 68    | 60    | 53      | 58    | 67        |
| Humidité absolue (g /kg <sub>as</sub> ) | 16.31 | 19,10 | 20.64   | 20.44 | 18.83     |
| Rayonnement incident $W / m^2$          | 522   | 542   | 550     | 540   | 480       |

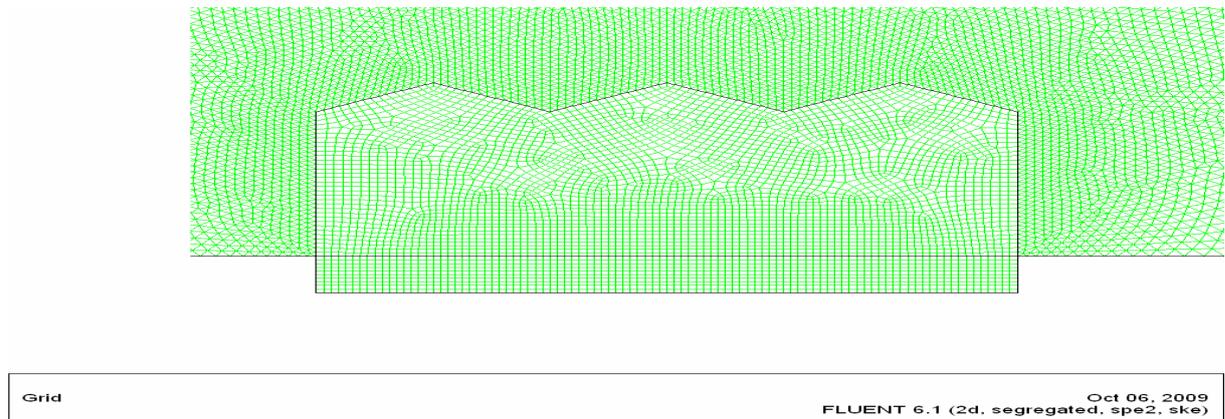
**Tableau IV-1** : Caractéristique climatique extérieur du site d'étude

Les puissances échangées par les différentes parois de la serre avec les conditions aux limites de type couplé (continuité de flux thermique on donne donc la puissance et l'épaisseur de la paroi).

| Mois                                                                       | Mai     | Juin    | Juillet | Août    | Septembre |
|----------------------------------------------------------------------------|---------|---------|---------|---------|-----------|
| Puissance volumique échangée par la couverture (w / m <sup>3</sup> )       | 107 020 | 111 120 | 112 761 | 110 711 | 98 410    |
| Puissance volumique échangée par le toit (w / m <sup>3</sup> )             | 85 616  | 88 896  | 90 209  | 88 569  | 7 873     |
| Puissance volumique échangée par la paroi gauche (w / m <sup>3</sup> )     | 10 702  | 11 112  | 11 276  | 11 071  | 9 841     |
| Puissance échangée par la paroi droite (w / m <sup>3</sup> )               | 10 702  | 11 112  | 11 276  | 11 071  | 9 841     |
| Puissance volumique échangée par le sol sans végétal (w / m <sup>3</sup> ) | 118 755 | 123 305 | 125 125 | 122 850 | 109 200   |
| Puissance volumique échangée par le sol avec végétal (w / m <sup>3</sup> ) | 69 520  | 37 123  | 37 680  | 36 995  | 32 884    |

**Tableau IV-2** : Les puissances volumiques appliquées comme conditions aux limites dans la serre

IV.2.3 Le maillage



Grid Oct 06, 2009  
FLUENT 6.1 (2d, segregated, spe2, ske)

Fig IV-3 : Grid ou maillage de la serre

IV.2.4 Résultats et interprétations

IV.2.4.1 Champ de vitesses et distribution de l'énergie cinétique turbulente

La variation de la vitesse selon l'axe x et y est donnée par les figure (IV.4-a et IV.4-b). On remarque une augmentation brusque de la vitesse du vent à l'approche des parois de la serre, étant donné que la serre est fermée. La convection naturelle l'emporte sur la convection forcée. On trouve des valeurs de la vitesse de l'ordre de 0.4 m/s au niveau des parois et 0.2 m/s loin des parois. Deux vortex similaire de diamètre égal à la hauteur de la serre, sont apparus. Ils sont de même sens et de direction suivant les deux parois latérales de la serre. La circulation d'air est semblable aux flux induits par un sol uniformément chauffé représentant une situation diurne (Haxaire, 1999).

Résultats de simulations pour le mois de Mai

La simulation faite pour le mois de Mai donne les résultats suivants pour le champ de vitesses:

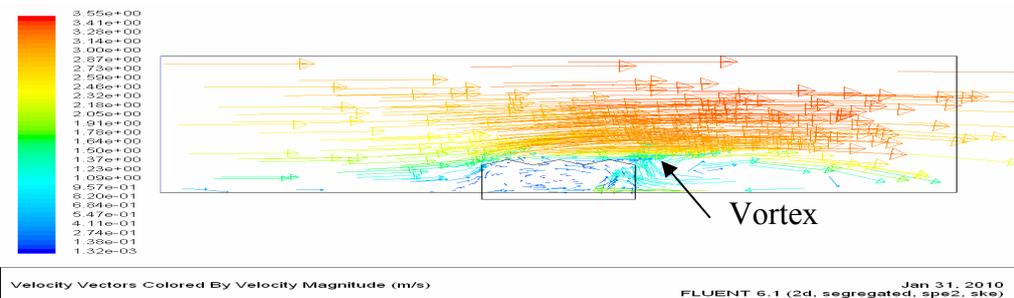


Fig IV-4-a : Champ de vitesse dans tout le domaine et la serre pour le mois de Mai

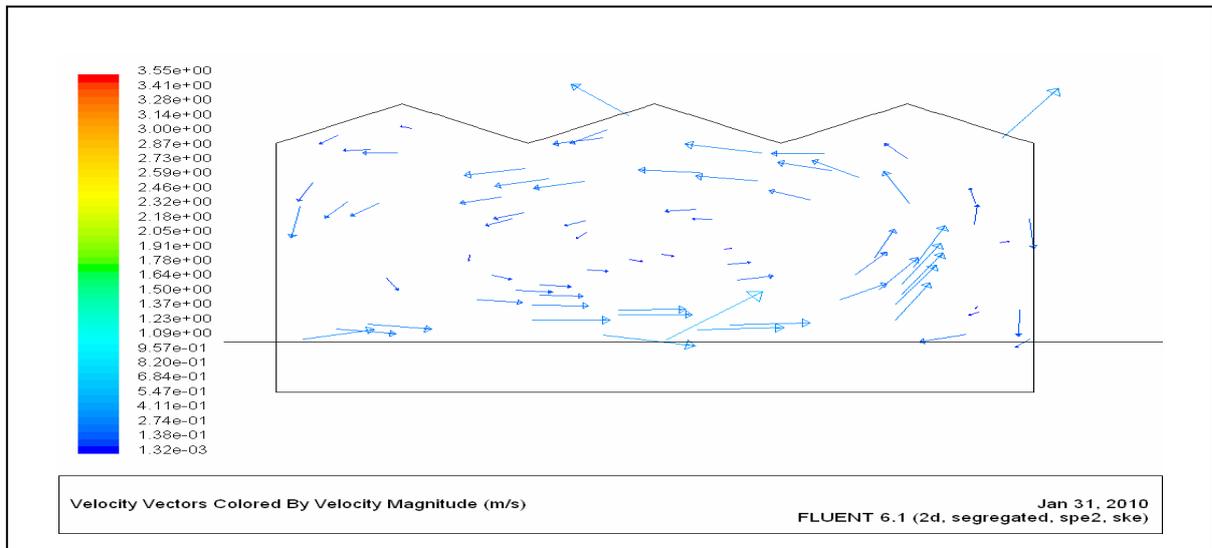


Fig IV-4- b : Champ de vitesse dans la serre pour le mois de Mai

En amont de la serre on remarque une circulation de l'air du au vortex (Fig. IV.4-a) qui est né, ce qui explique que l'énergie cinétique turbulente est énorme à ce niveau, ce qui nous donne des pressions en amont négatives (Fig. IV.7).

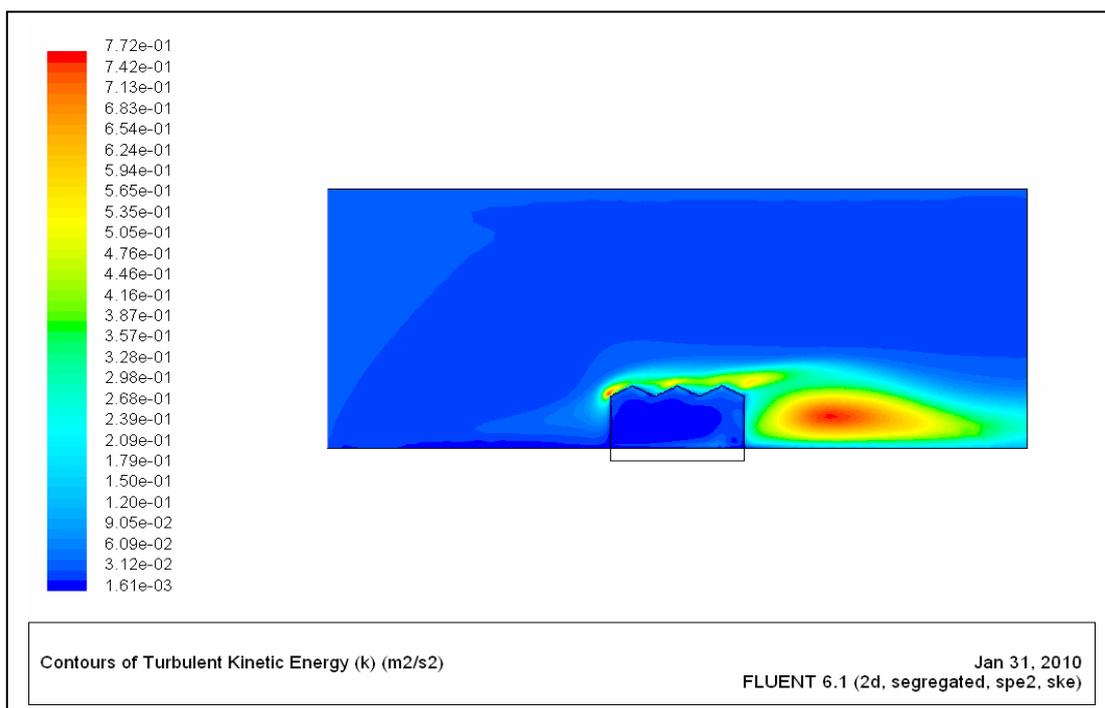


Fig IV-5 : Champ de l'énergie cinétique turbulente pour le mois de Mai

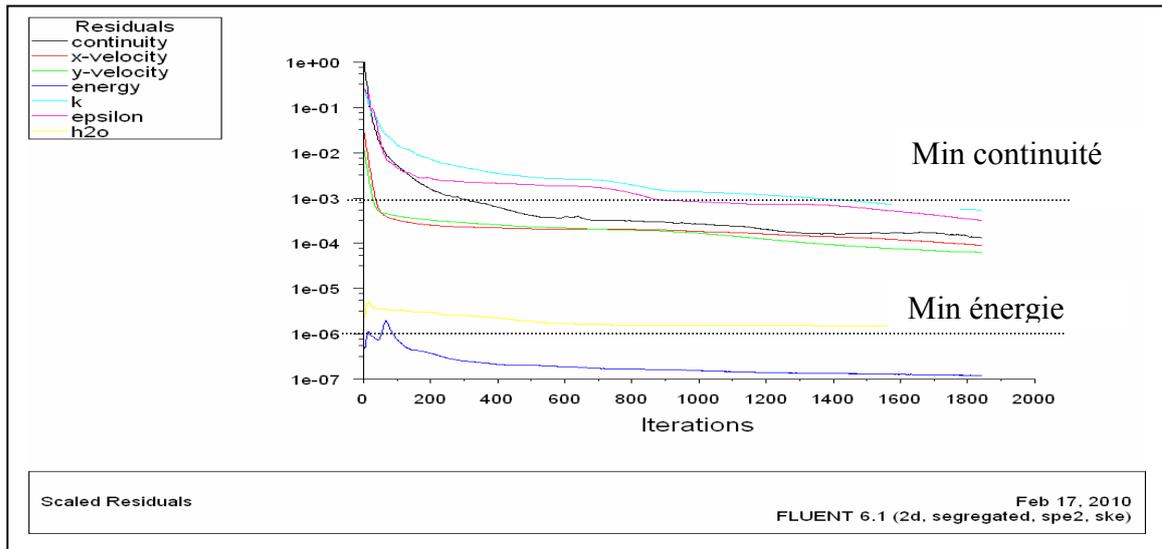


Fig IV-6 : Courbe des résidus pour les différentes équations (fonctions)

IV.2.4.2 Champ de pression

Le champ de pression en dehors de la serre est représenté par la figure IV.7 et celui régnant dans la serre est représenté par la figure IV.8 (image zoomée). En amont de la serre on voit que c'est une zone de surpression, là où la vitesse est faible. Par contre en aval, c'est une zone de dépression où la vitesse est maximale. En amont et pour un écoulement permanent et unidimensionnel l'équation de la quantité de mouvement peut s'écrire comme suit :

$$\frac{dP}{P} + \frac{\rho V^2}{P} \frac{dV}{V} = 0 \tag{IV.8}$$

Ce qui donne un accroissement de vitesse inversement proportionnel à la diminution de la pression.

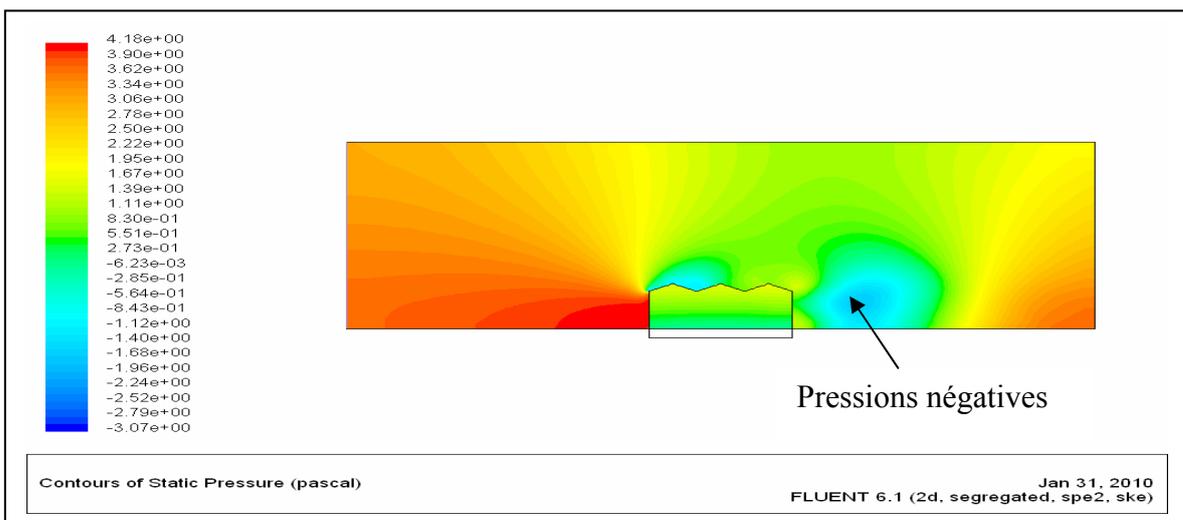


Fig IV-7 : Champ de pression (Pa) dans le domaine de la serre (Mai) (P - P<sub>atm</sub>)

NB : Tous les autres champs de pression sont calculés en (P - P<sub>atm</sub>).

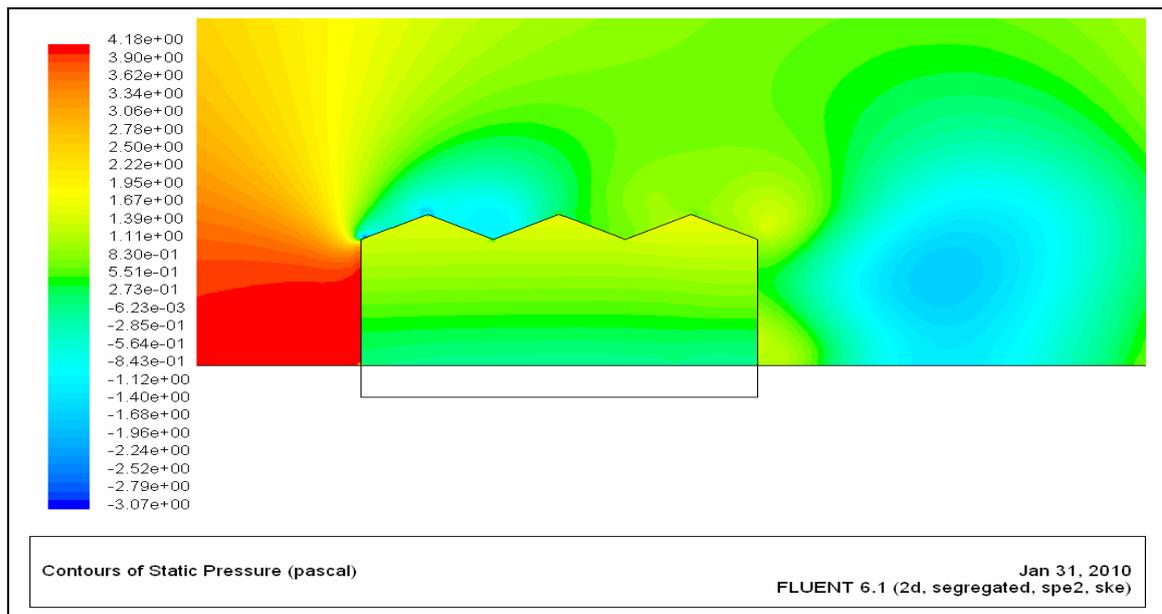


Fig IV-8 : Champ de pression dans la serre

IV.2.4.3 Champ de température

Le champ de température est illustré par la figure (IV.9). La température augmente à l'intérieur de la serre à cause de la puissance thermique provenant du sol, c'est le phénomène de l'effet de serre.

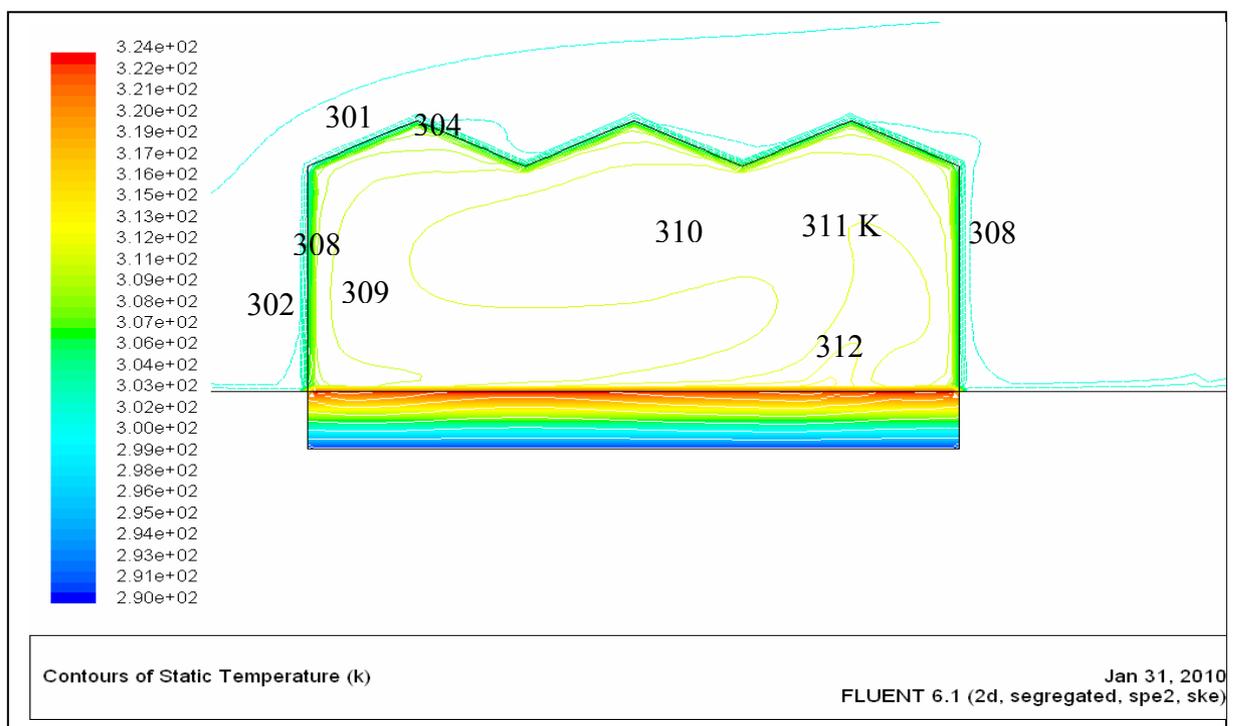
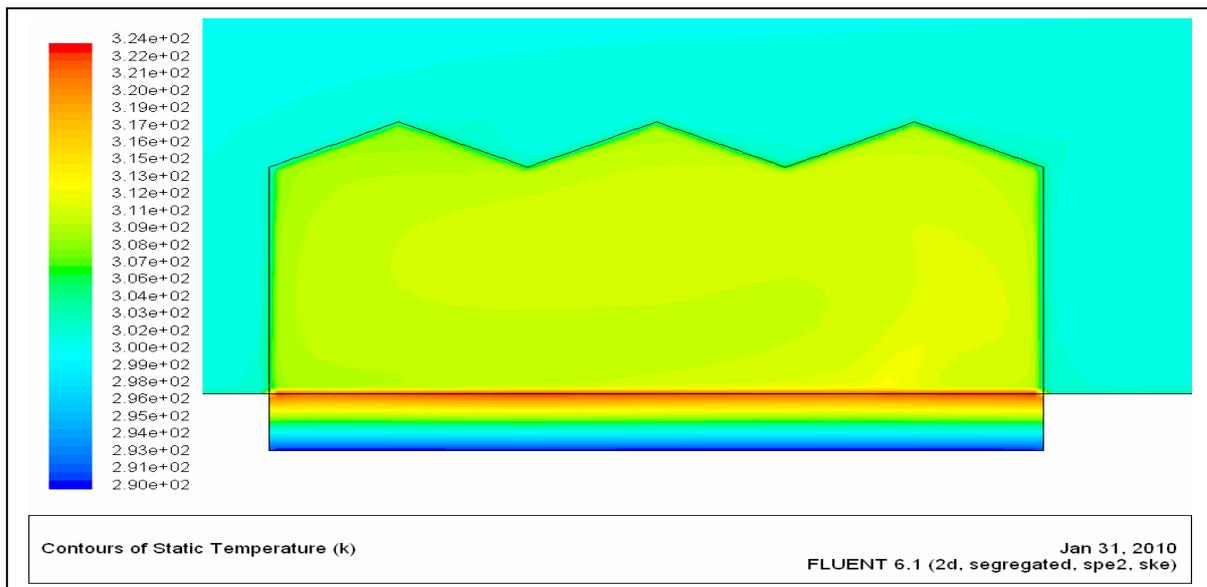
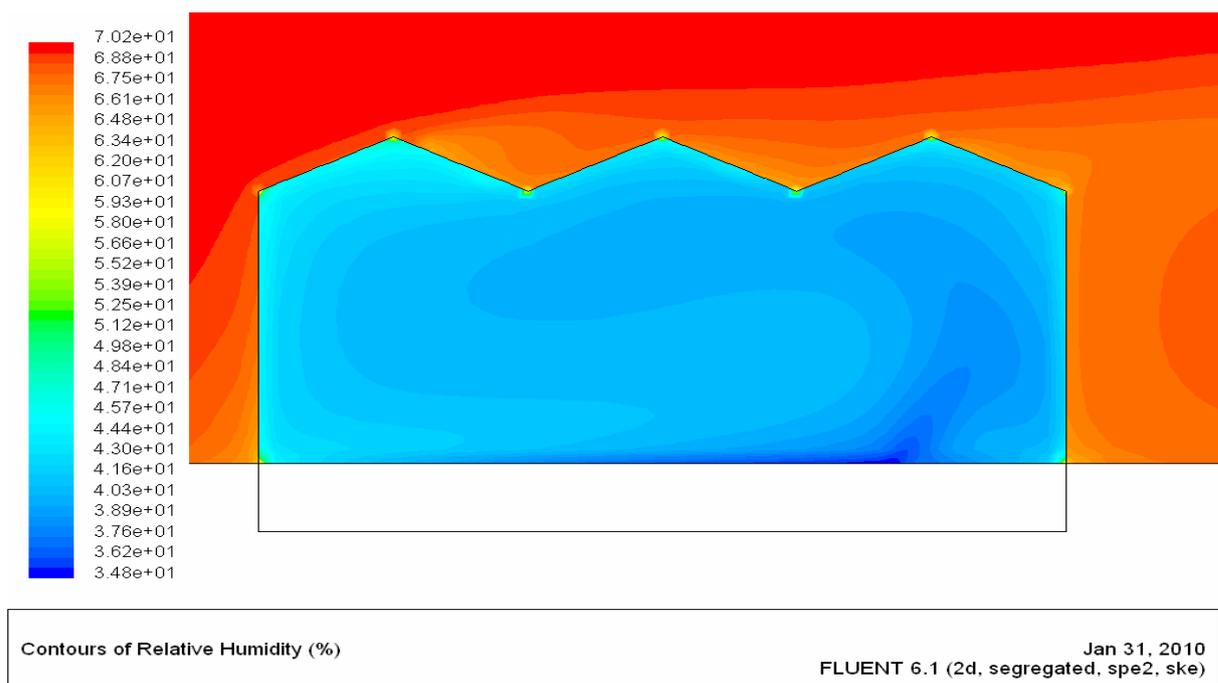


Fig. IV-9-a : Champ de température (°C) au niveau de la serre (Mai)



**Fig. IV-9-b :** Champ de température (°C) au niveau de la serre au mois de Mai



**Fig. IV-10 :** Champ d’humidité relative au niveau de la serre au mois de Mai.

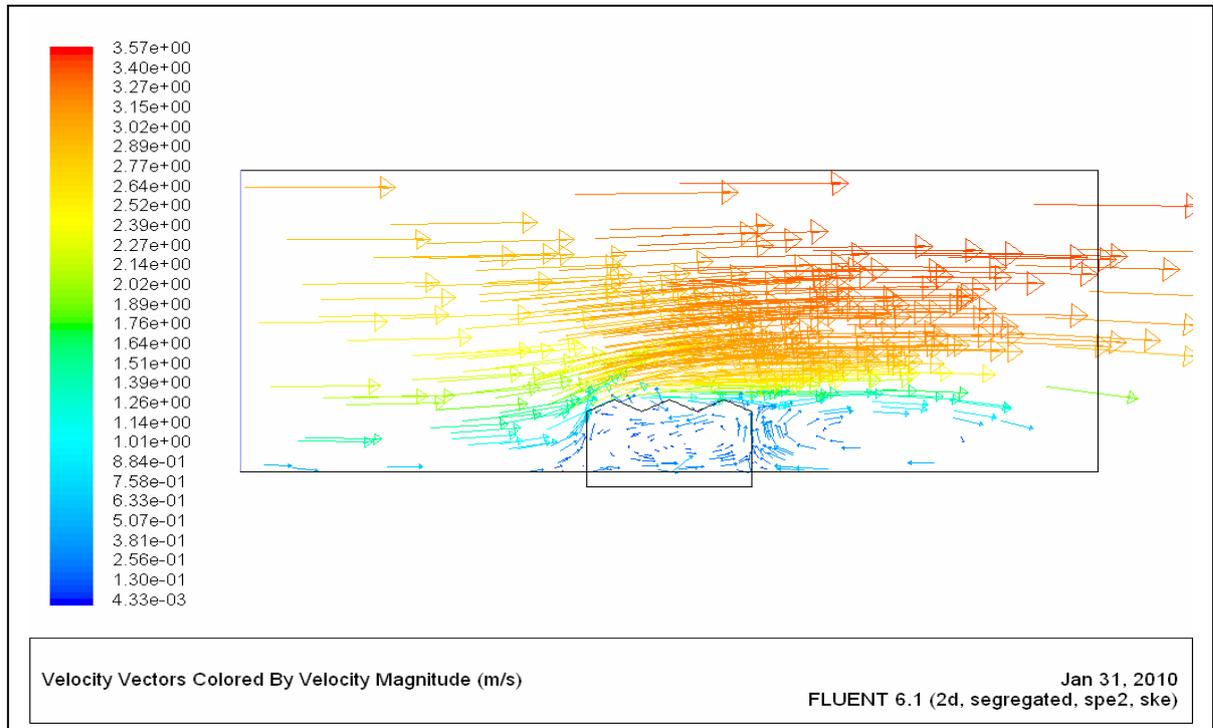
Au mois de Mai on voit que l’amont de la serre (paroi droite) est plus chaud que l’aval, car cette partie est la moins brassée par l’air extérieur. On voit l’apparition de boucles d’isothermes où le gradient de température est important à ce niveau. On remarque un gradient de température maximal de l’ordre de 4 °C. Ce gradient varie avec les conditions extérieures, le maximum étant atteint au mois d’Août avec un gradient de 8°C. Enfin au niveau du sol, on observe une stratification des couches, de la surface du sol où la température est maximale jusqu’à la profondeur de 1 m où la température est minimale (17°C, qui constitue une condition à la limite dans notre étude).

**La simulation pour le mois de Juin**

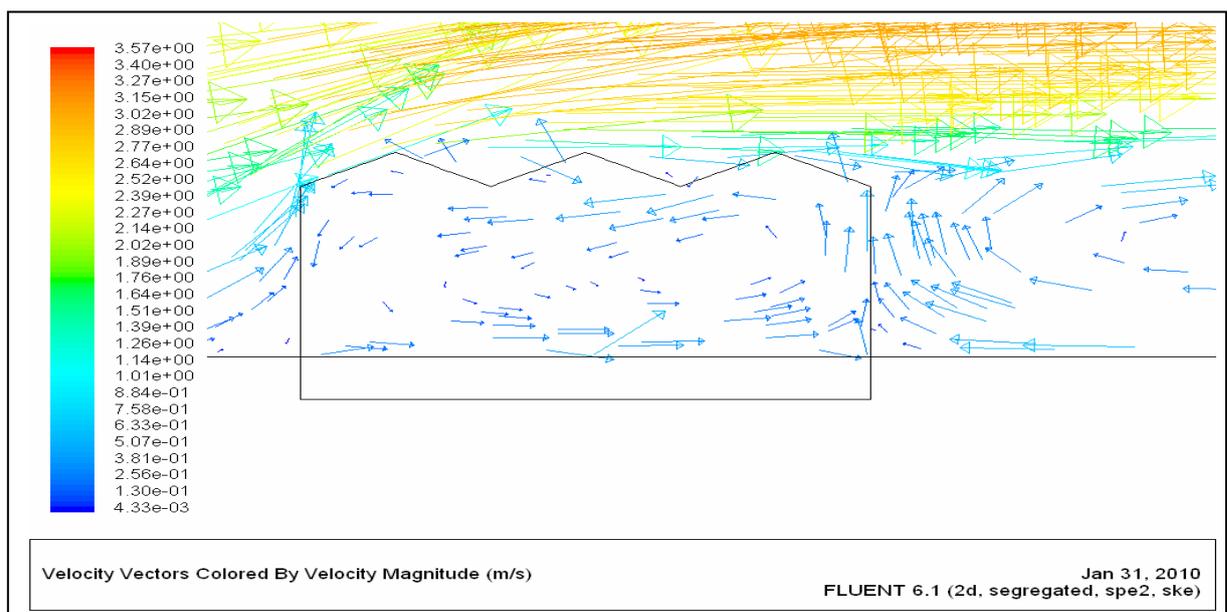
La simulation effectuée pour les conditions climatiques du mois de Juin donne les résultats consignés dans les figures ci-dessous.

Les mêmes résultats sont observés pour les autres mois, tant pour le champ de vitesse que pour le champ de température et d'humidité.

**Champ de vitesse**



**Fig IV-11 a :** Champ de vitesse autour de la serre au mois de Juin



**Fig IV-11-b :** Champ de vitesse dans de la serre au mois de Juin

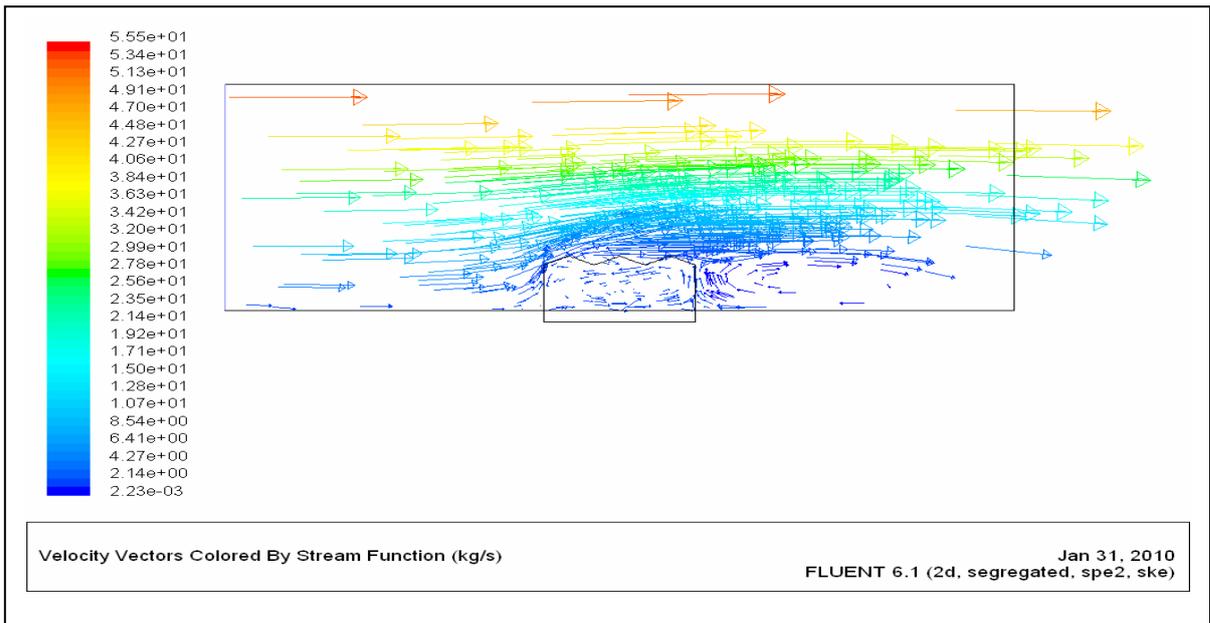


Fig IV-11-c : Les lignes de courants dans la serre mois de Juin

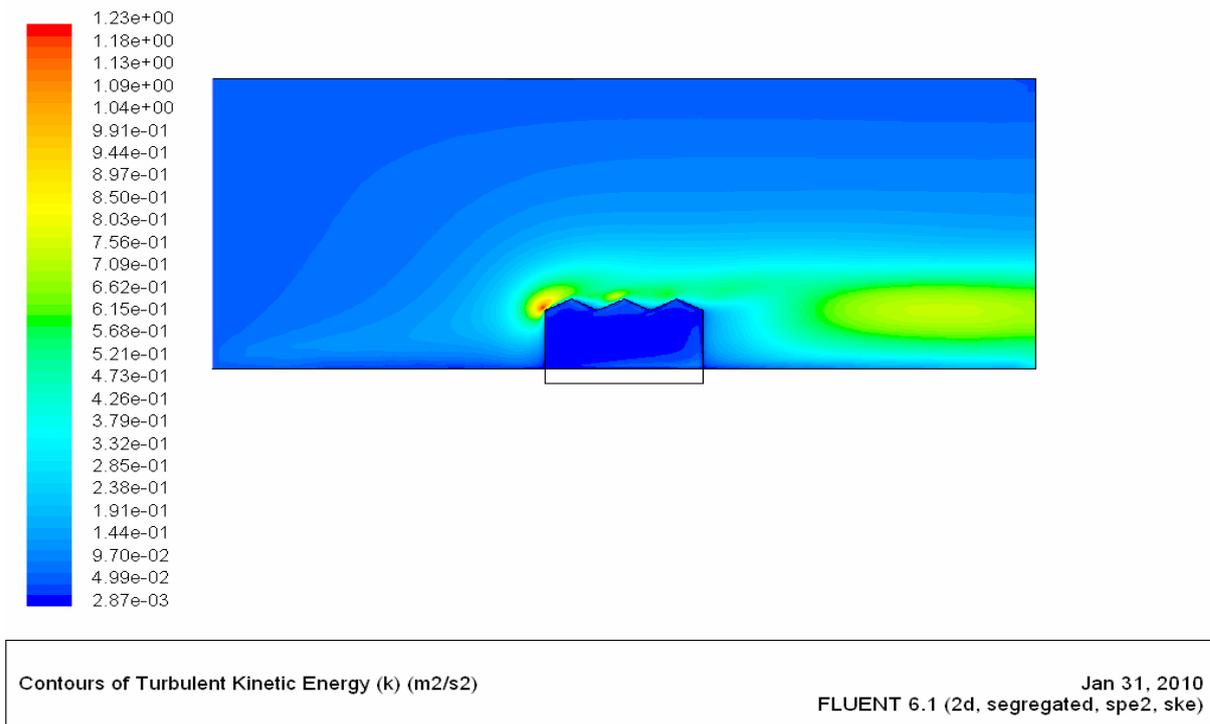


Fig IV-12 : Champ de l'énergie cinétique turbulente de la serre au mois de Juin

Champ de températures

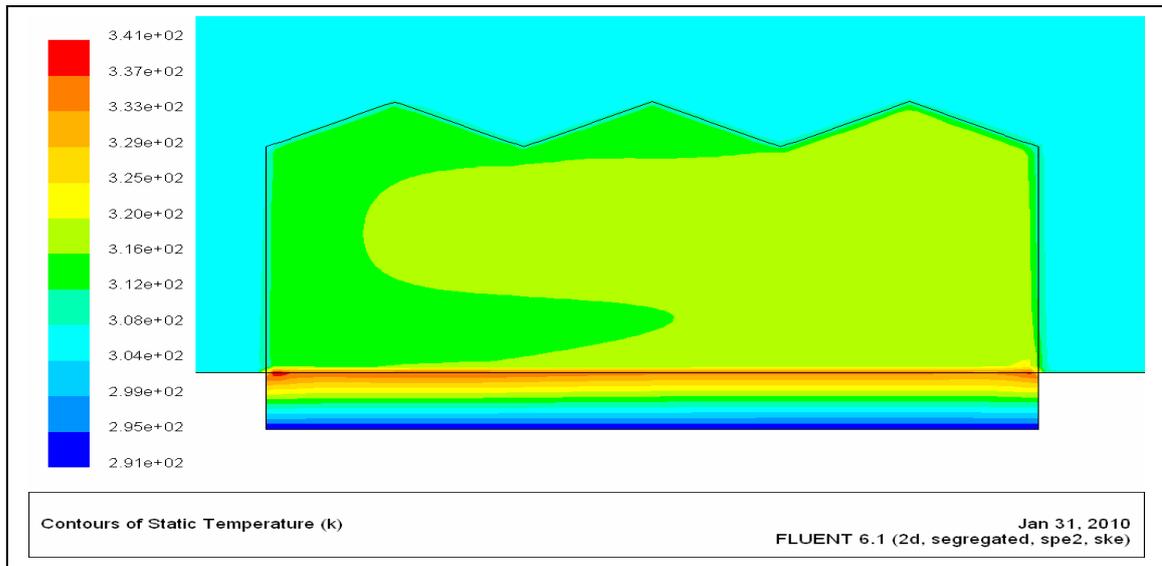


Fig IV-13-a : Champ de température au mois de Juin

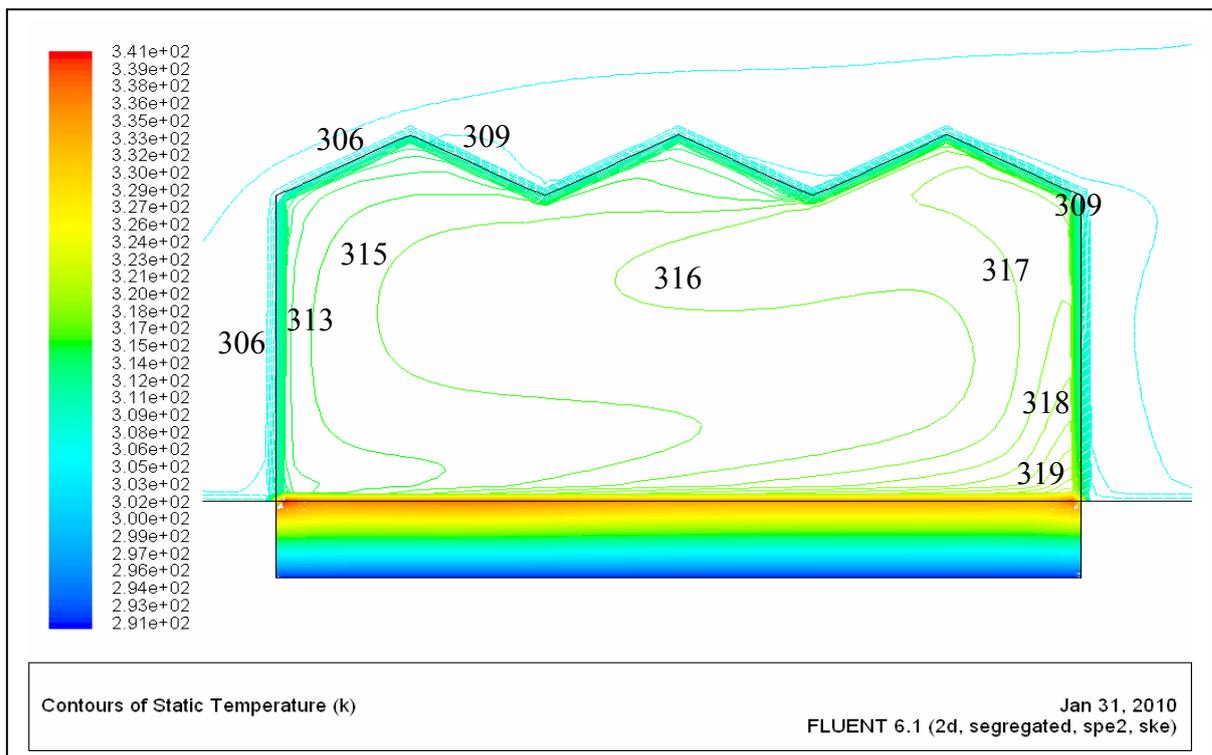


Fig IV-13-b : Champ des températures dans la serre au mois de Juin

Champ de pression

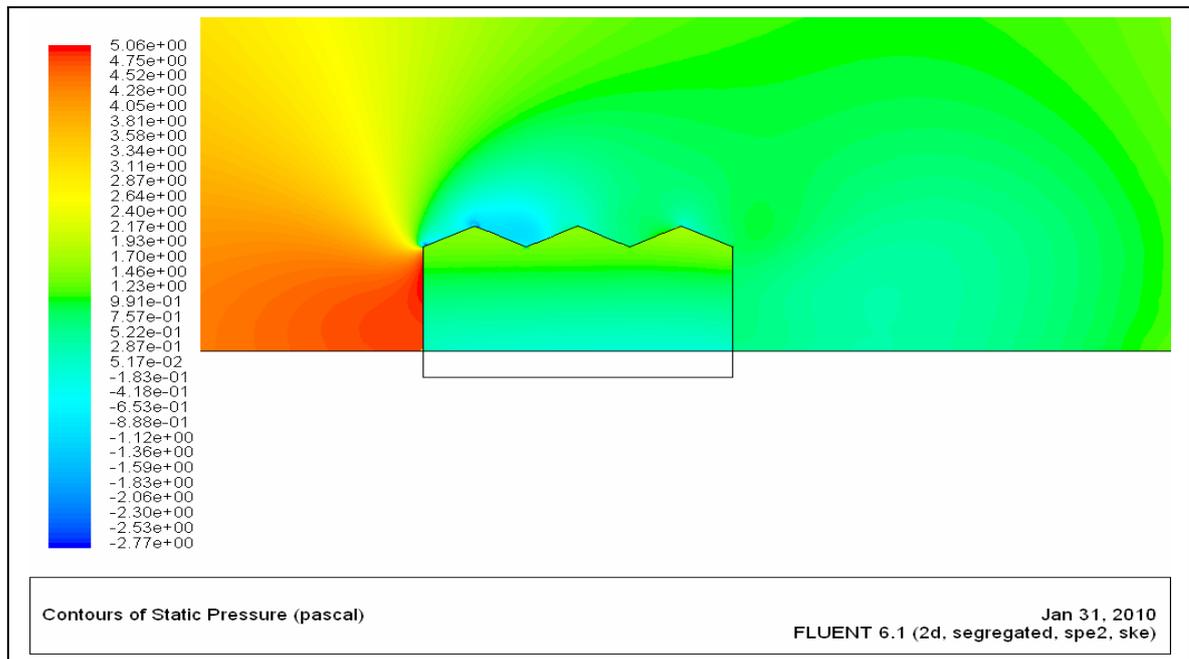


Fig IV-14 : Champ de pression dans la serre au mois de Juin

Champ de l'humidité relative

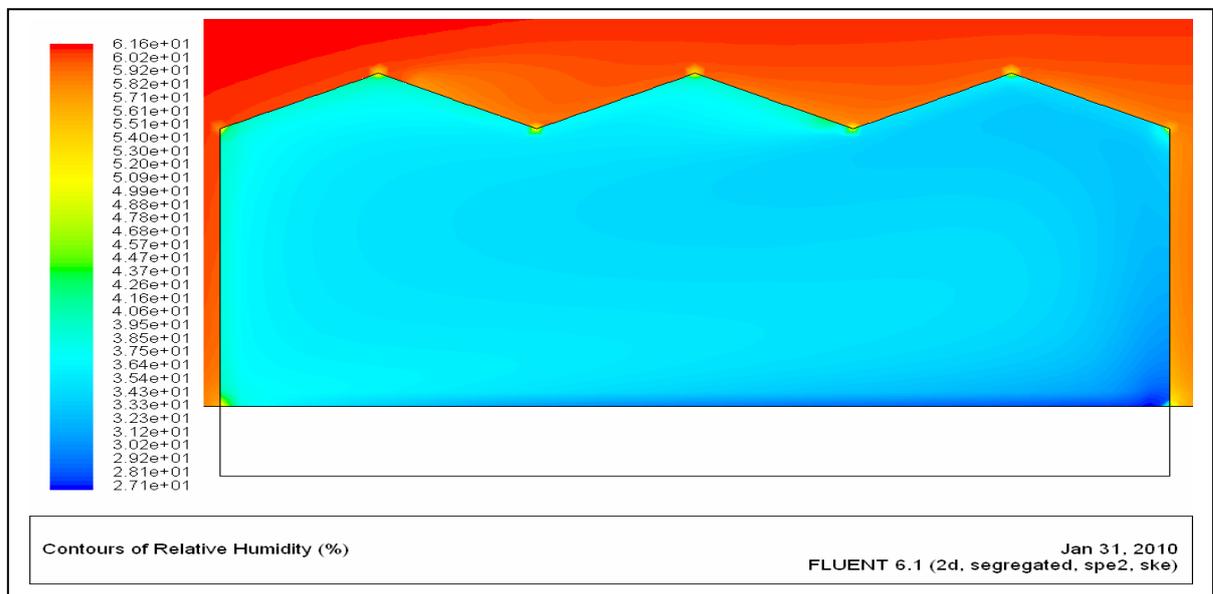


Fig IV-15 : Champs de l'humidité relative dans la serre au mois de Juin

L'humidité relative comme représentée dans la figure IV.15 est, au mois de Juin, en moyenne de l'ordre de 57% à l'extérieur de la serre et 35% à l'intérieur de la serre (en absence de végétation et en raison de la surchauffe qui règne au sein de la serre). Elle est élevée dans les régions où la température est faible et faible là où la température est élevée.

Les résultats de simulations pour le mois de Juillet

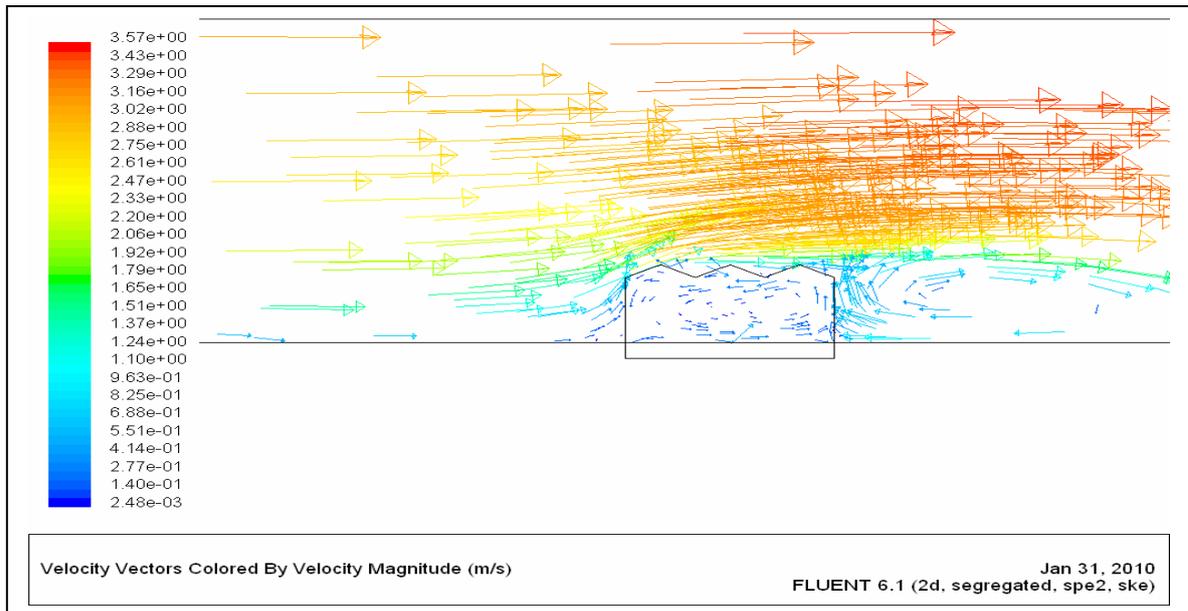


Fig IV-16-a : Champ des vitesses dans le domaine de la serre au mois de Juillet

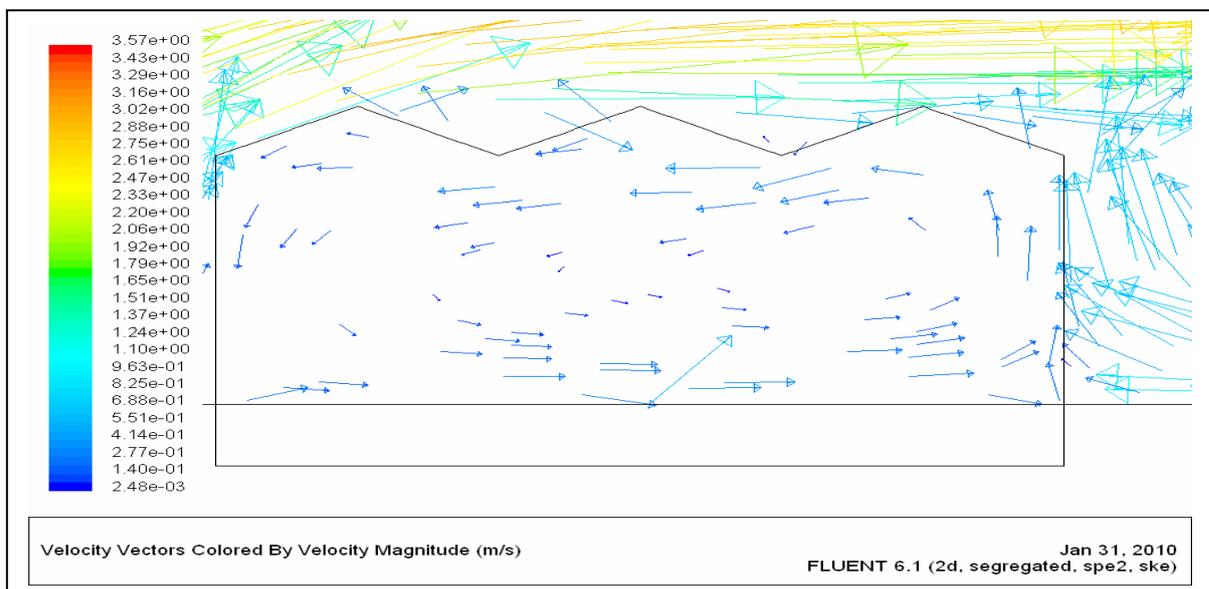


Fig IV-16-b : Champ des vitesses dans la serre au mois de Juillet

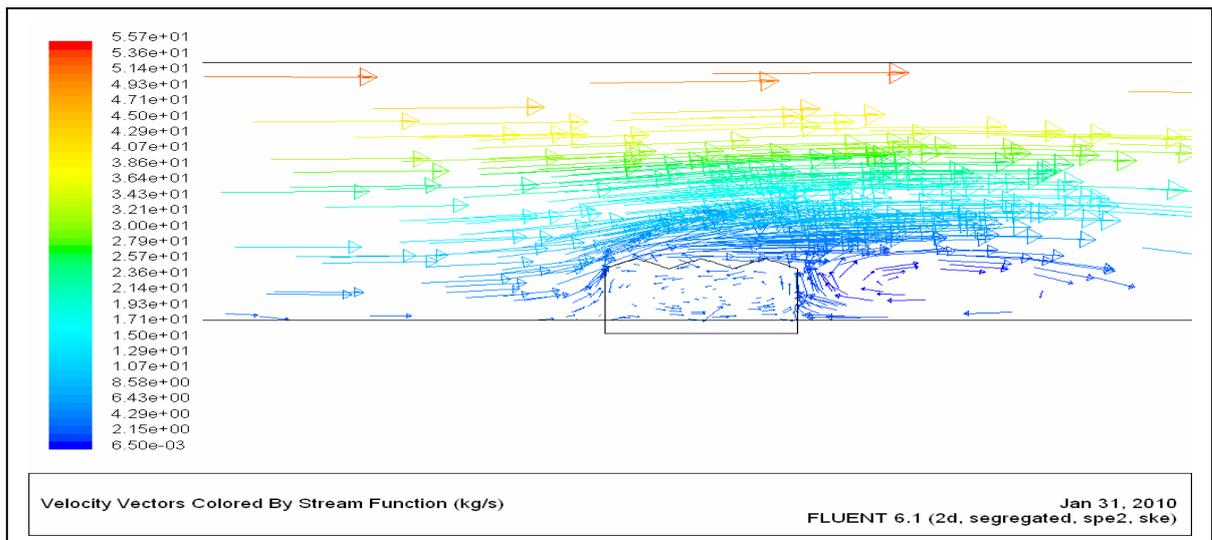


Fig IV-17 : Lignes de courant dans la serre au mois de Juillet

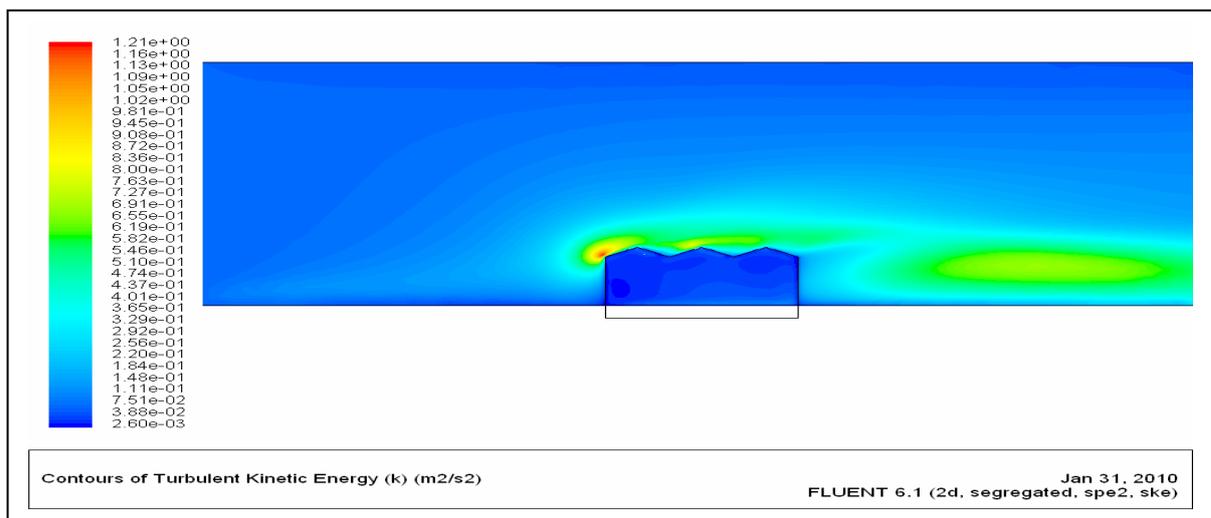


Fig IV-18 : L'énergie cinétique turbulente dans le domaine serre au mois de Juillet

Sur cette figure, on observe une zone de turbulence très visible au bord d'attaque où celle-ci est maximale. Elle reste élevée sur toute la couverture et au niveau du vortex né à l'aval de la serre. Elle est assez faible et uniforme aux frontières du domaine d'étude.

Champ de températures dans la serre au moi de Juillet :

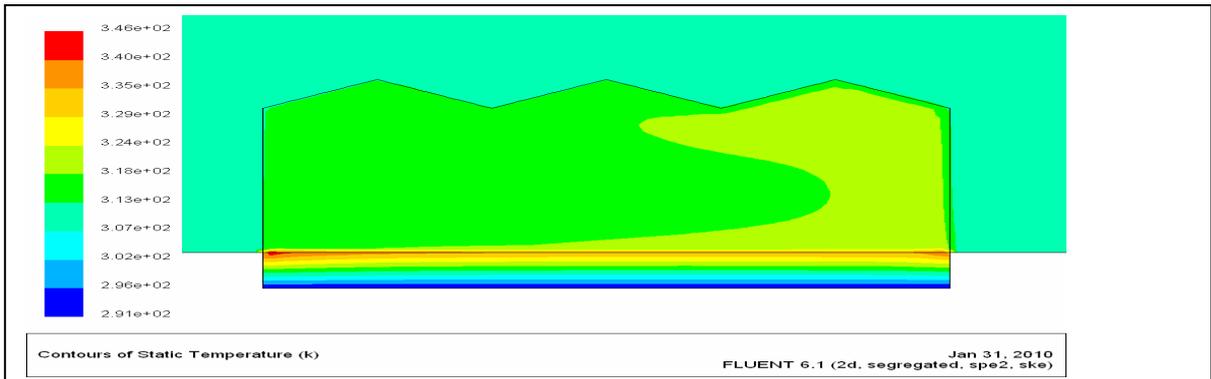


Fig IV -19-a : Champ de température dans la serre au mois de Juillet

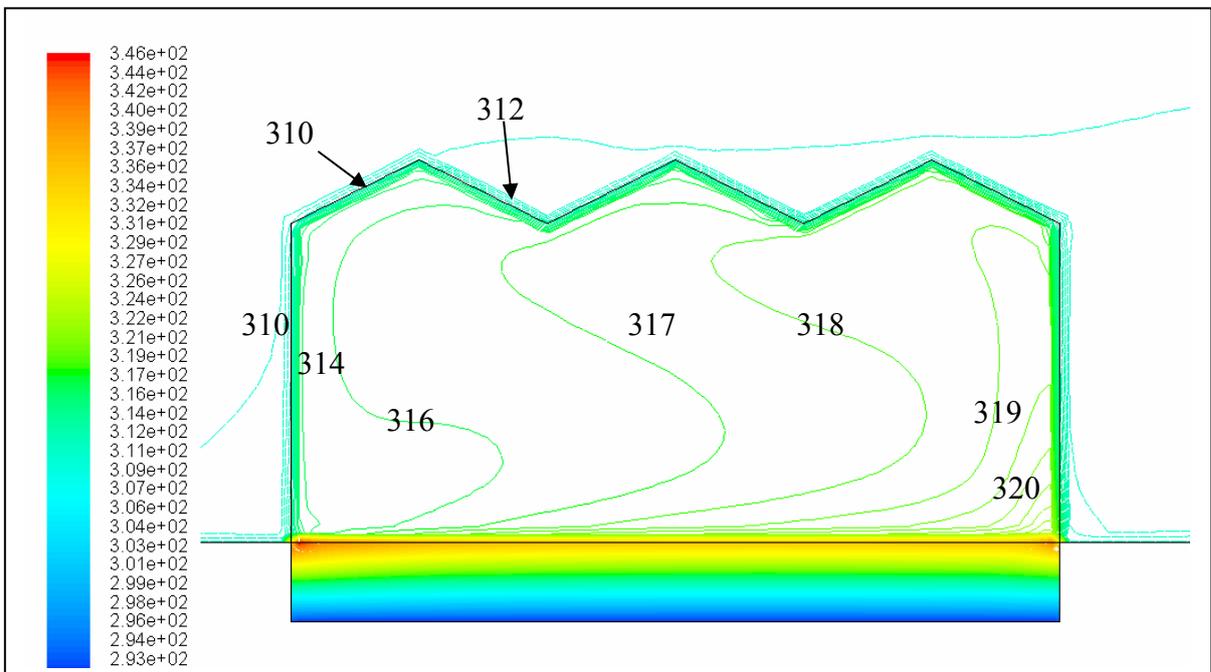


Fig IV-19-b : Champ de température dans la serre au mois de Juillet

Champ de pression

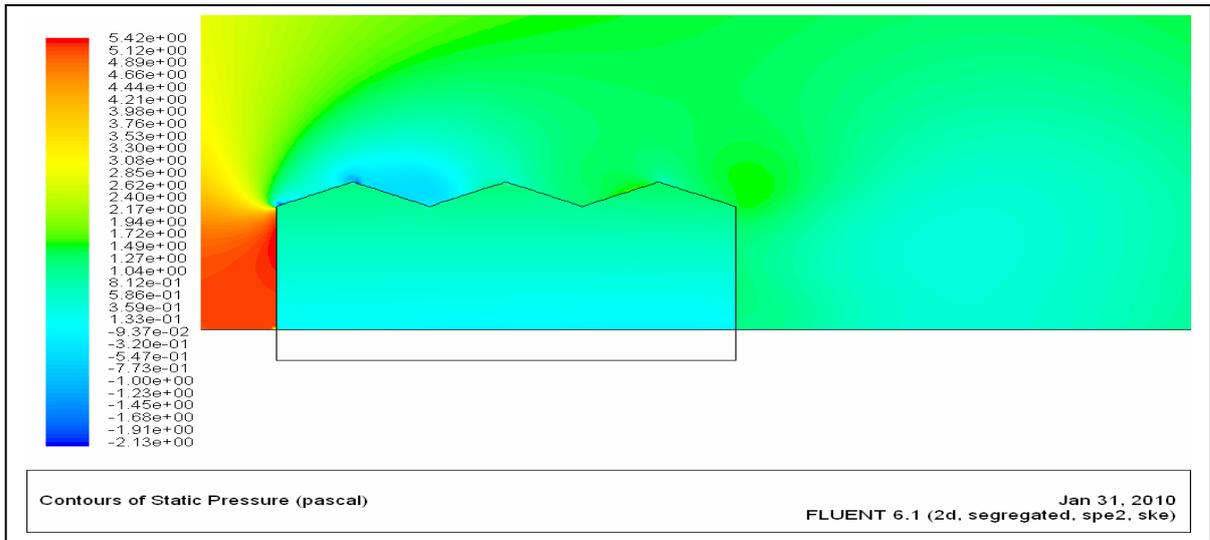


Fig IV-20-a : Champ de pressions dans la serre au mois de Juillet

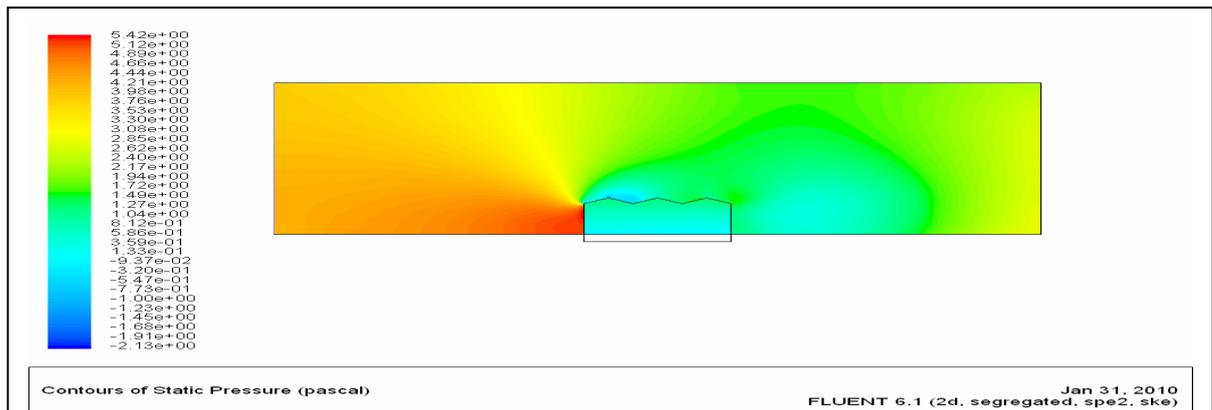


Fig IV-20-b : Champ de pression dans le domaine de la serre au mois de Juillet

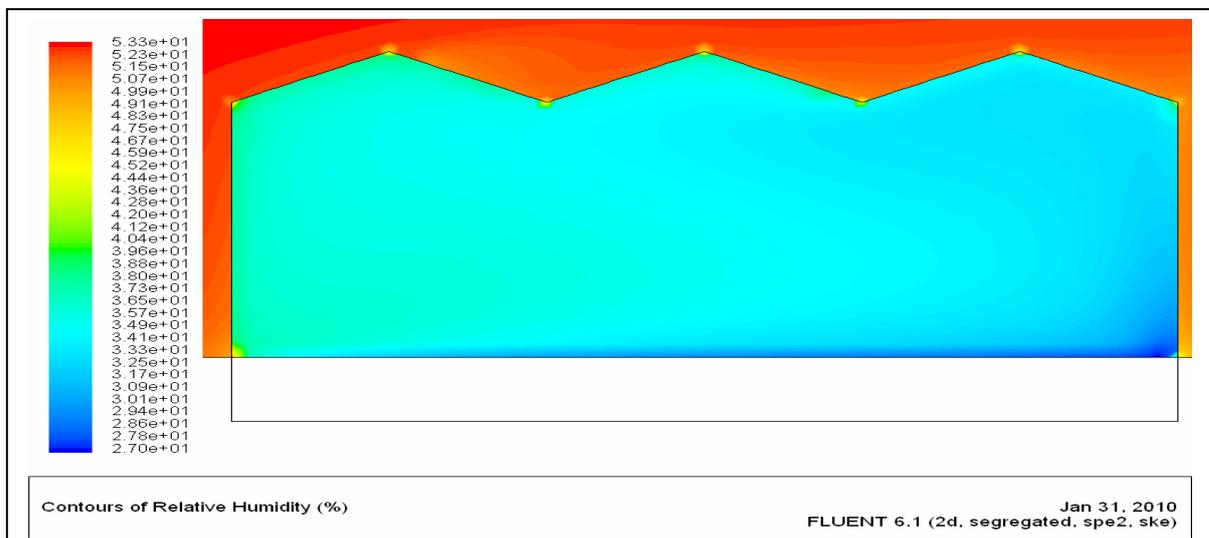


Fig IV-21 : Champ de l'humidité relative durant le mois de Juillet

Pour le mois d’Août la simulation donne les figures ci-dessous :

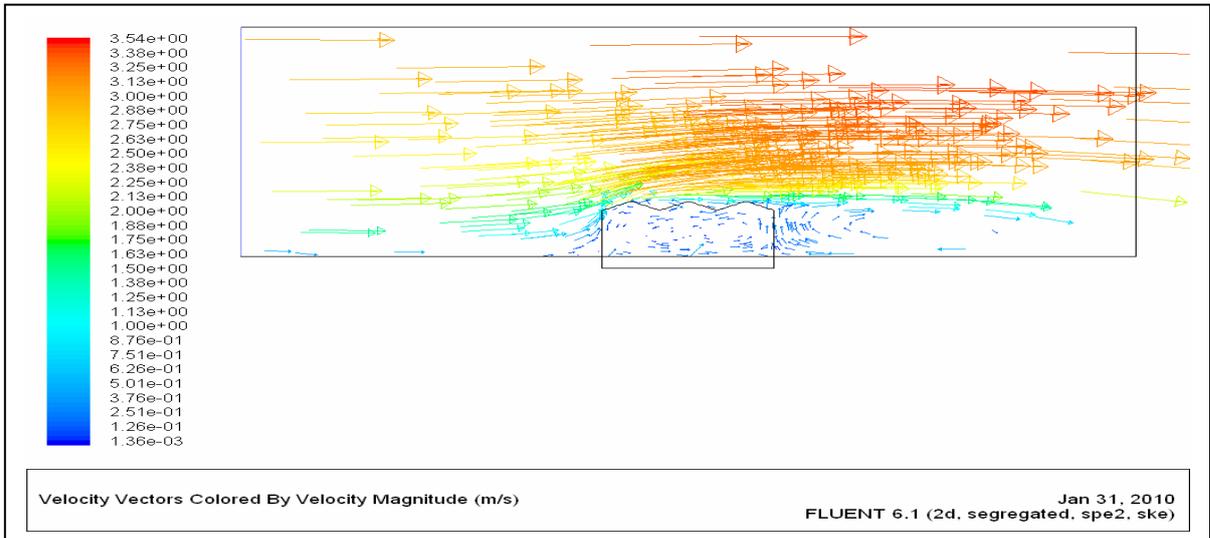


Fig IV-22-a : Champ de vitesse pour le mois d’Août

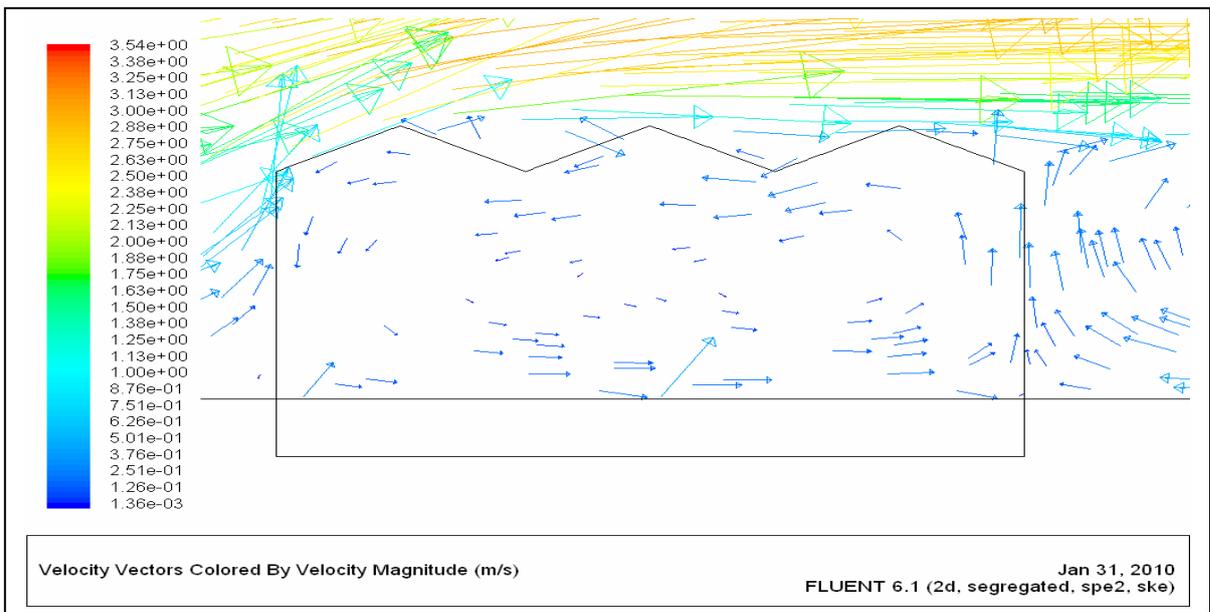


Fig IV.22-b : Champs de vitesse dans la serre pour le mois d’Août

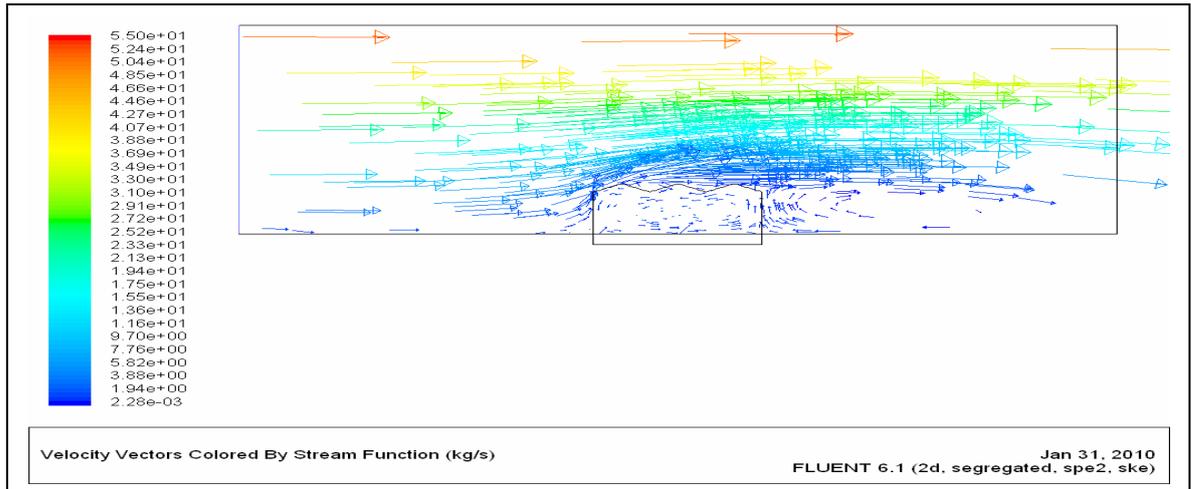


Fig IV-23-a : Lignes de courant pour le mois d'Août

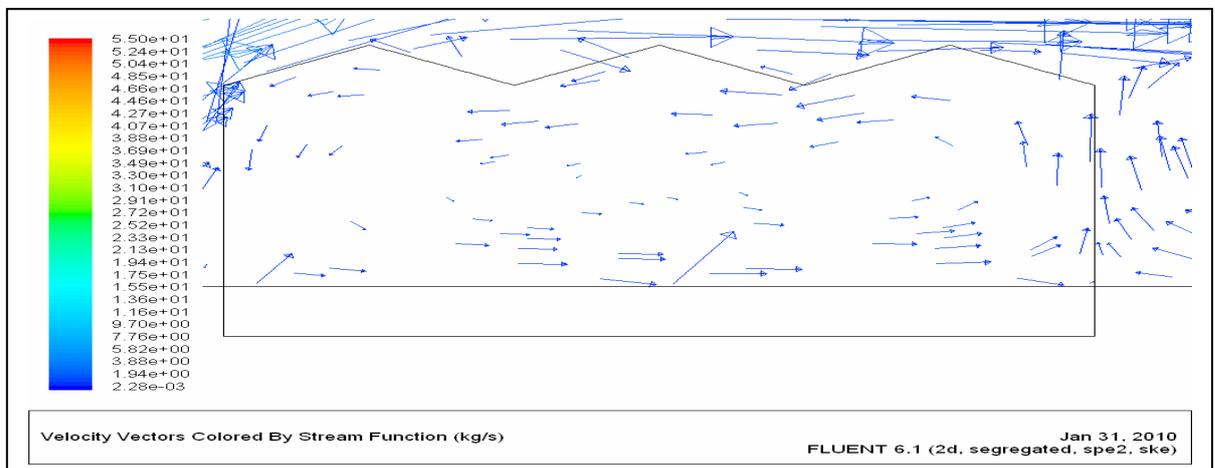


Fig IV-23-b : Lignes de courant dans la serre pour le mois d'Août

Champ des températures

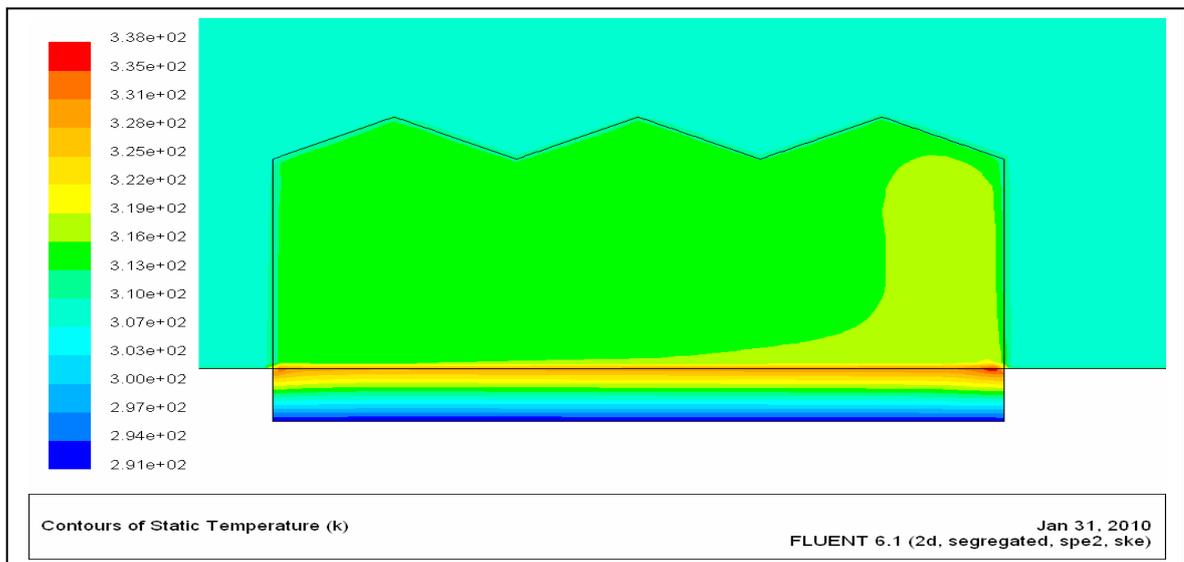


Fig IV-24 : Champ de température dans la serre pour le mois d'Août

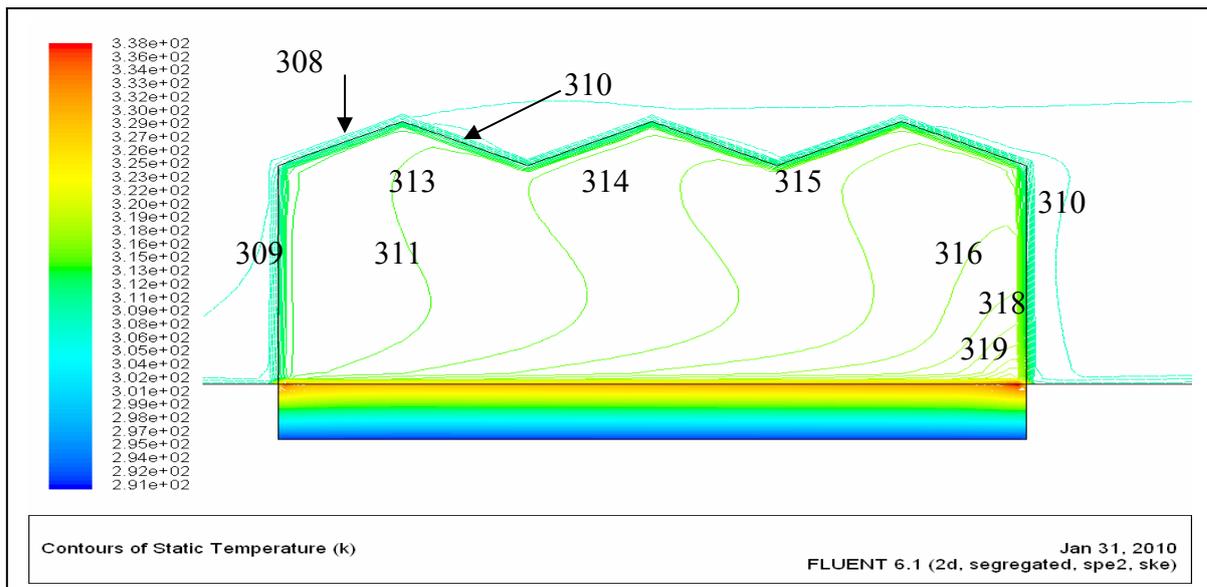


Fig IV-25 : Champ de température dans la serre pour le mois d’Août

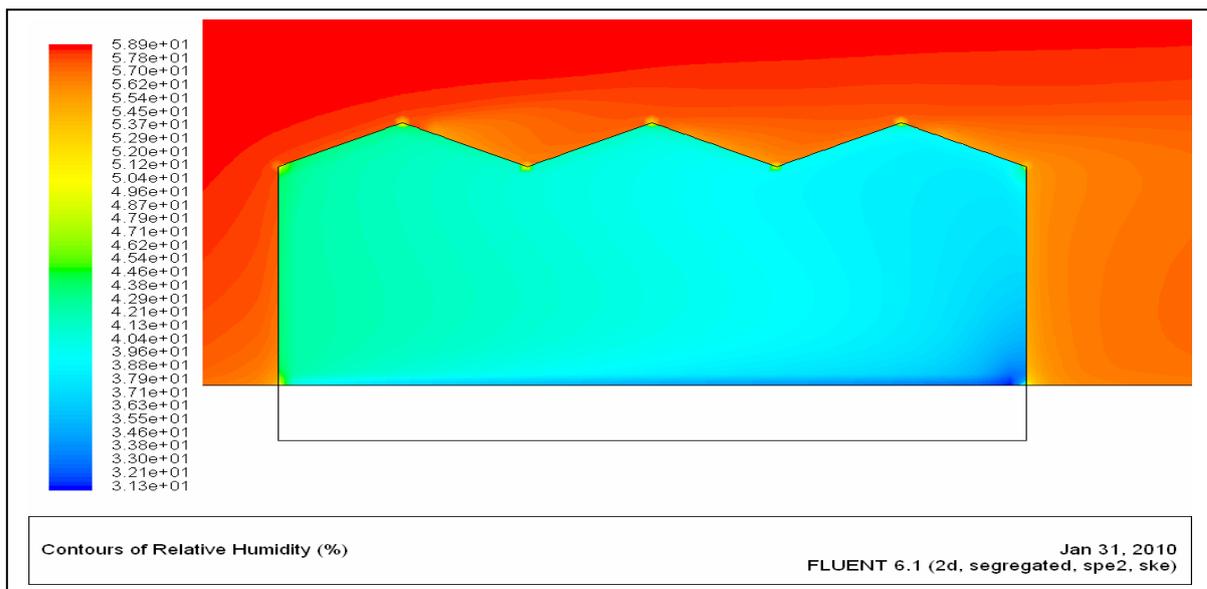


Fig IV-26 : Champ de l’humidité relative dans la serre pour le mois d’Août

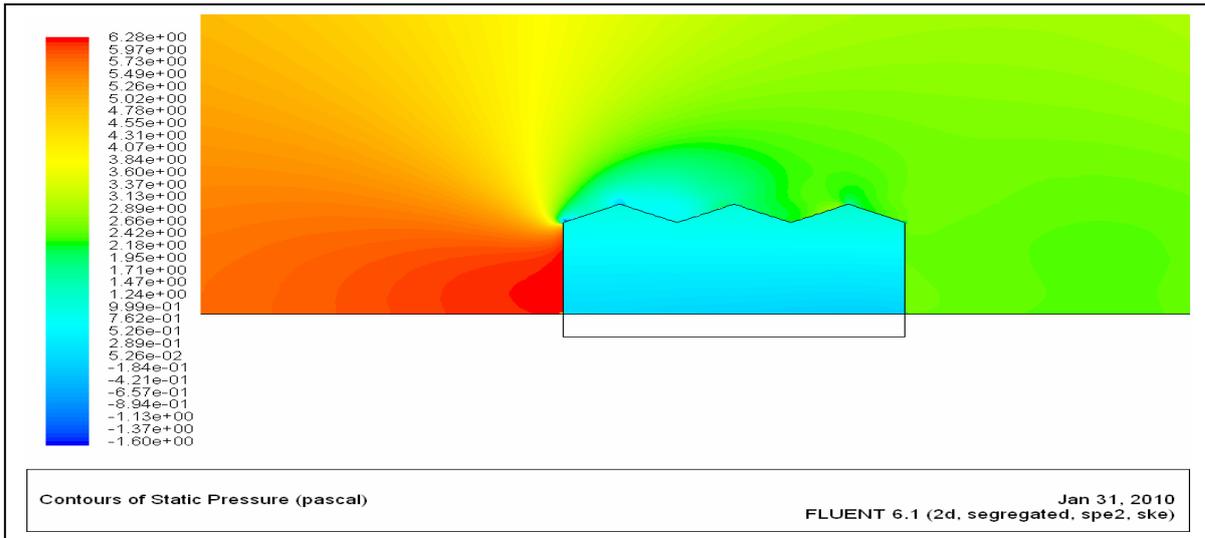


Fig IV-27 : Champ de pression pour le mois d’Août

**La simulation de climat du Septembre**

Le champ de vitesse se présente comme suit :

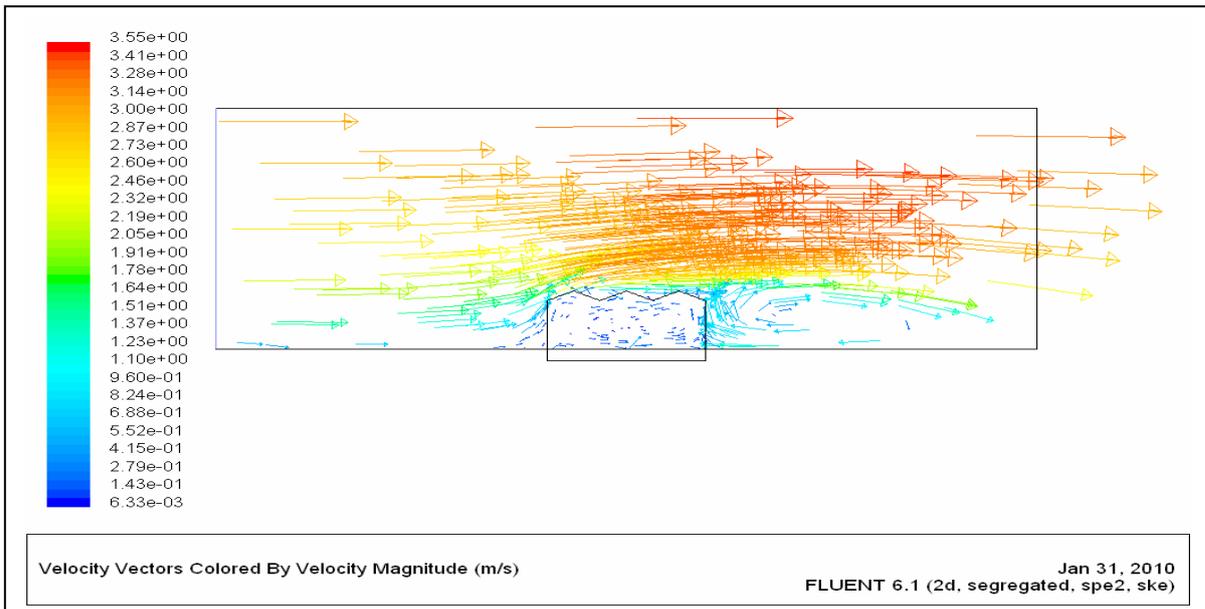


Fig IV.28-a : Champ de vitesse dans l’environnement de la serre au mois de Septembre

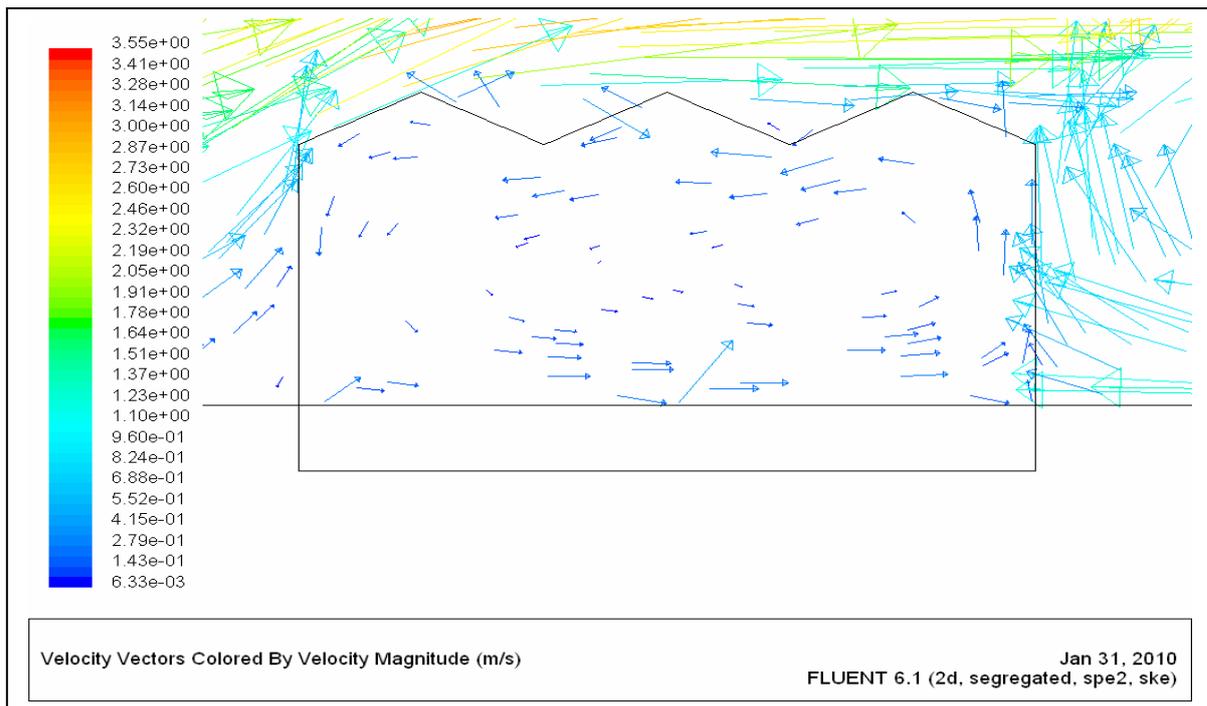


Fig IV-28-b : Champ de vitesse dans la serre au mois de Septembre

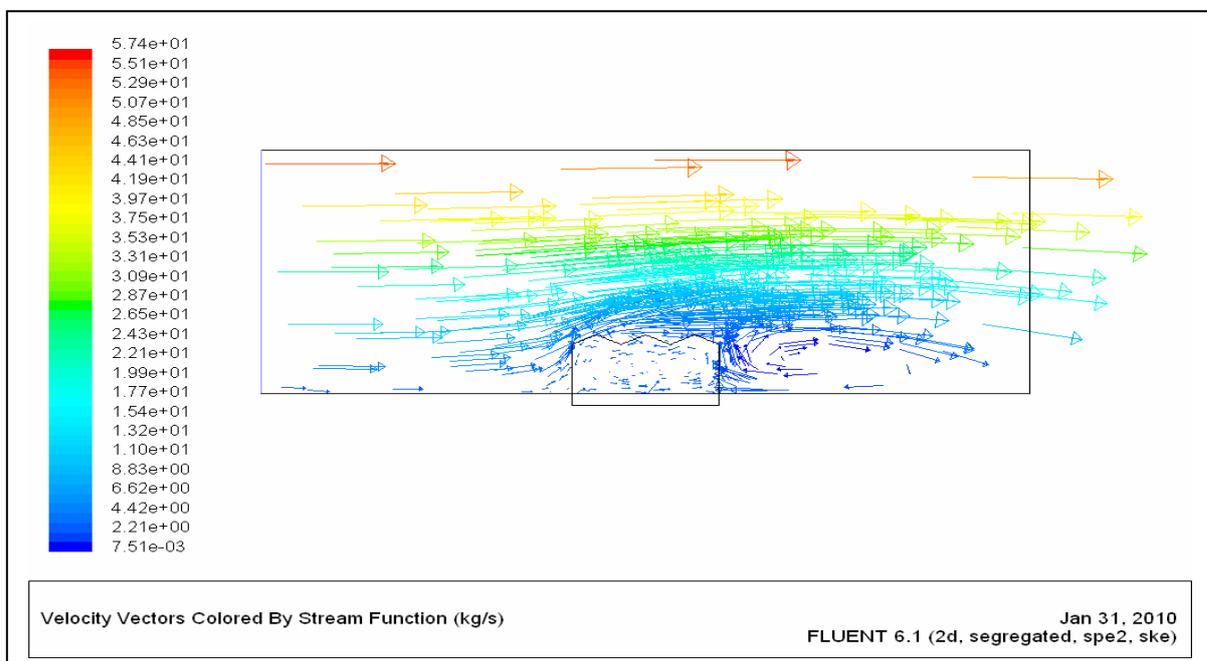


Fig IV-28-c : Lignes de courant dans la serre au mois de Septembre

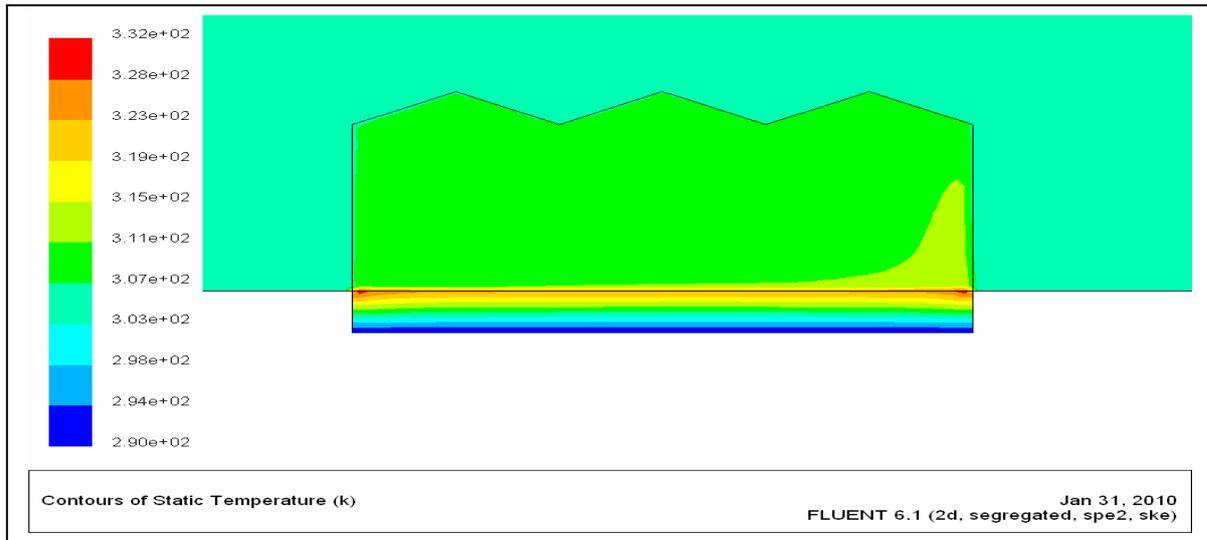


Fig IV-29-a : Champ de température dans la serre au mois de Septembre

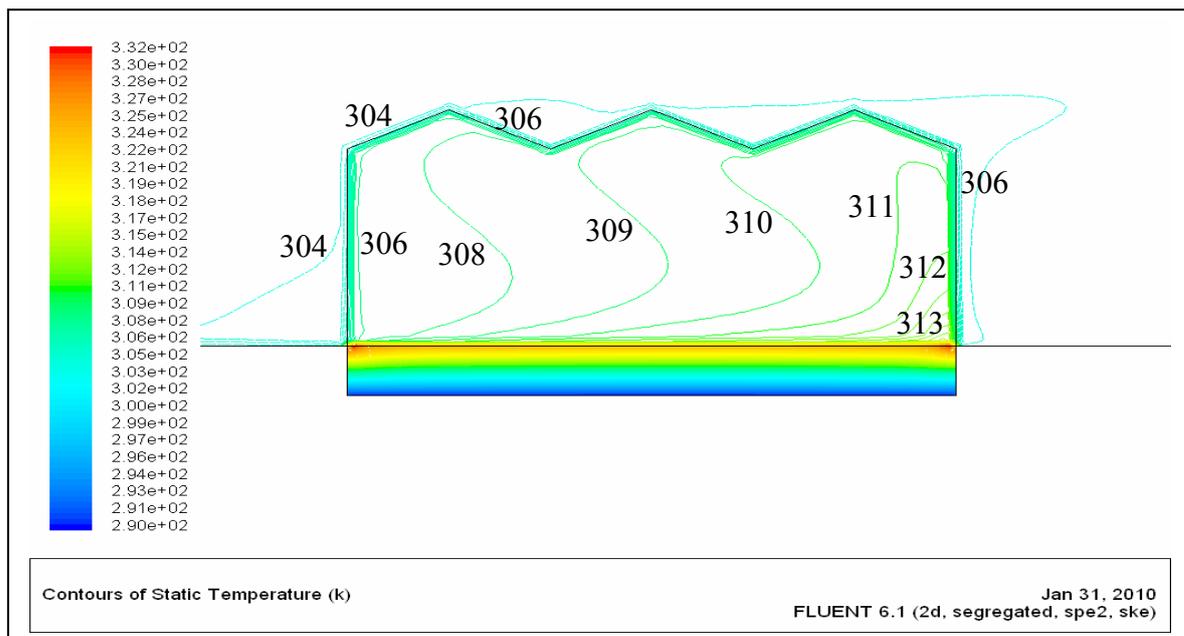


Fig IV-29-b : Champ de température dans la serre au mois de Septembre

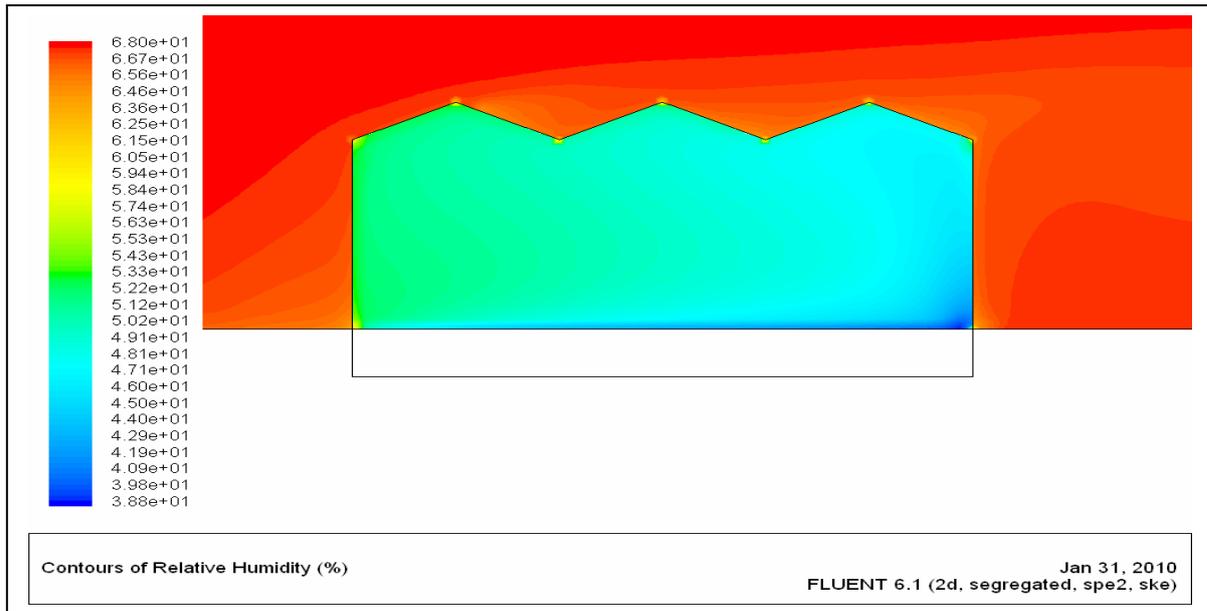


Fig IV.29 : L'humidité relative dans la serre au mois de Septembre

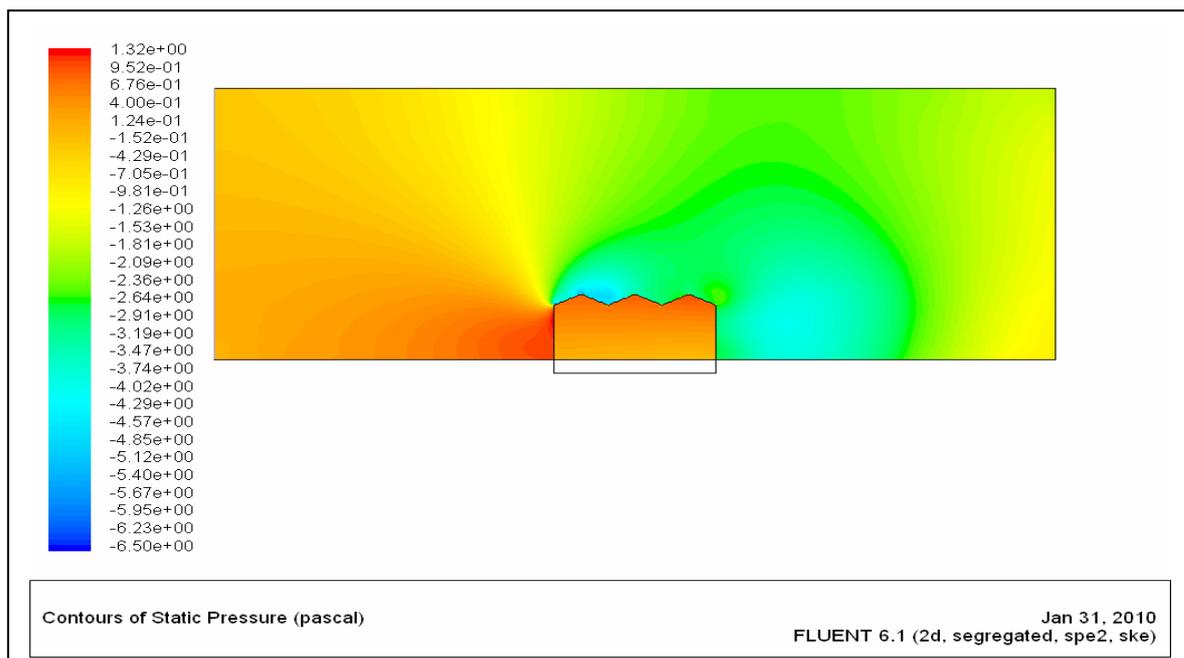


Fig IV.30 : Champ de pression dans la serre au mois de Septembre

## IV.5 Introduction d'un modèle de culture

### IV.5.1 Modélisation de la culture

Une culture de tomate est disposée en 8 rangées (2 rangées simples et 3 rangées doubles), avec un espacement de 1.20 m de hauteur de 2 m (Fig. IV.1). La végétation est assimilée à un milieu poreux dont l'indice foliaire surfacique (par unité de surface au sol)  $LAI_s$  estimé dans le cas de la tomate à 3 avec le coefficient de perméabilité intrinsèque du milieu  $k$  estimé 1.021 et le coefficient de pertes de charges non linéaires  $C_F$  évalué à 1 (voire chapitre 2 tableau II.3).

### IV.5.2 Influence sur le bilan d'enthalpie

Dans ce travail, nous avons pris en compte la végétation en tant que source ou puits de chaleur et de vapeur d'eau. Le logiciel Fluent permet de spécifier des termes sources pour les équations de conservation. Nous appliquons alors des conditions aux limites de type source pour les rangées de végétation. On choisit un multiplicateur de type volume pour indiquer que le terme source doit être multiplié par le volume de la maille où cette condition aux limites est appliquée. Fluent utilise la relation suivante :

$$\text{Flux} = (\text{coefficient}) \times (\text{gradient})$$

Pour décrire le terme source de l'équation de conservation considérée, on utilise  $S_\phi$  :

$$S_\phi = cphi(vphi - \phi)$$

On peut alors identifier les termes  $cphi$  et  $vphi$  de cette relation avec les termes apparaissant dans l'expression des flux de chaleur sensible (II.76) et de chaleur latente (II.79) :

$$\begin{aligned} \text{➤ Pour la température :} & \quad \left\{ \begin{array}{l} cphi = \frac{\rho \cdot C_p}{r_a} \\ vphi = T_f \end{array} \right\} \\ & \hspace{20em} \text{(IV.9)} \\ \text{➤ Pour l'humidité absolue :} & \quad \left\{ \begin{array}{l} cphi = \frac{\rho}{r_t} \\ vphi = w_f \end{array} \right\} \end{aligned}$$

Où  $T_f$  et  $w_f$  sont respectivement la température et l'humidité absolue saturante internes des feuilles.

**IV.5.3 Conditions aux limites :**

**Pour le toit de la serre et les parois latérales de la serre :**

La couverture est en polyéthylène et elle absorbe un rayonnement estimé à 6% du rayonnement extérieur qui va être échangé avec l'air par les deux faces (côté serre et côté extérieur): avec une épaisseur de 150 microns (pour chaque face), on aura un flux de chaleur, ramené à l'unité de volume de la couverture, à répartir entre le toit et les parois.

**Pour le végétal :**

Considéré comme milieu poreux, les conditions aux limites type wall sont appliquées avec une source d'énergie et de vapeur. Pour ce faire, on utilise une udf sous le langage C (voir annexe udf).

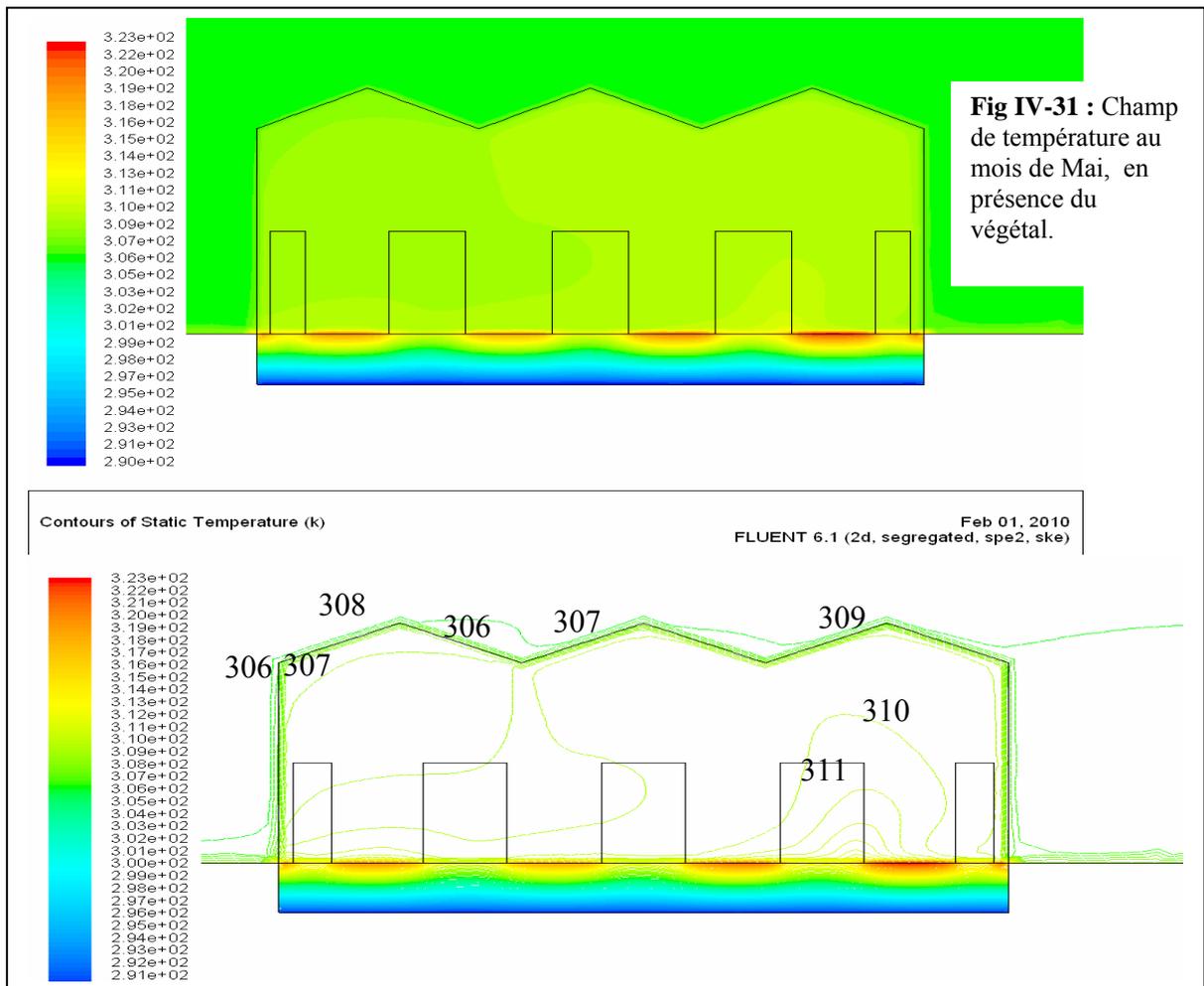
**Pour le sol nu et le sol couvert:**

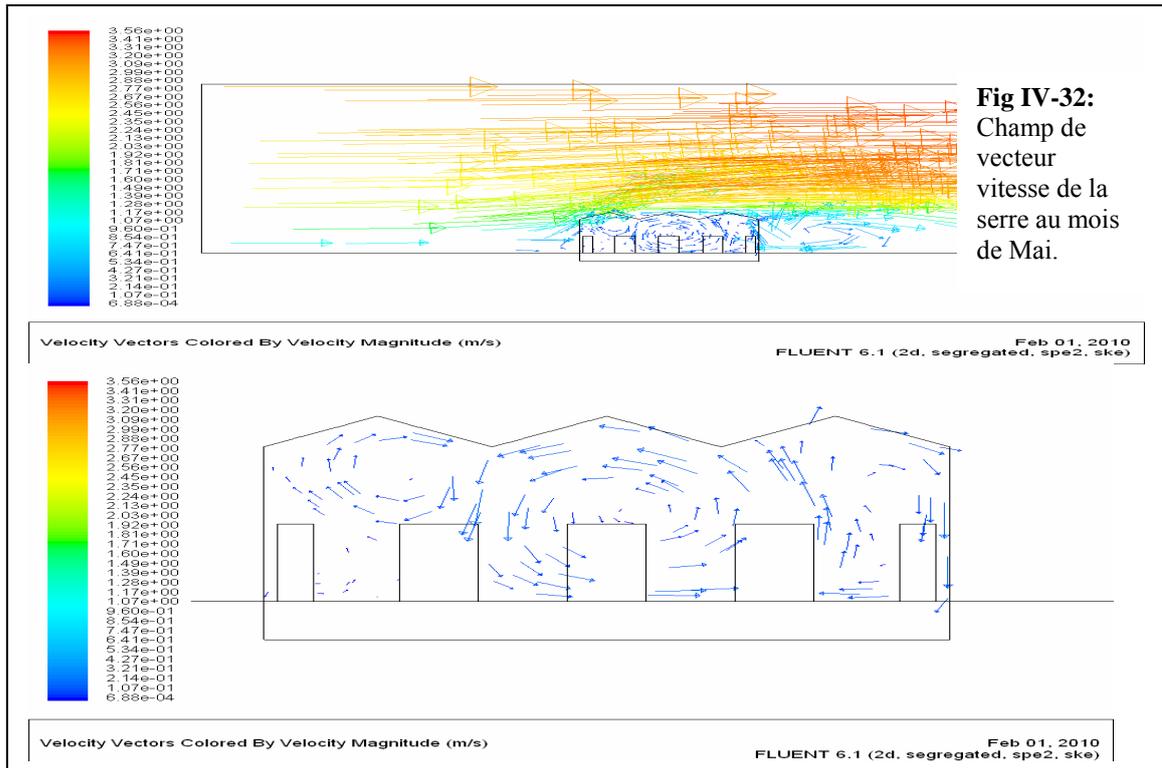
Pour le sol nu, on utilise les mêmes conditions que pour une serre sans végétal et pour le sol sous le végétal, on a utilisé la loi d'extinction du rayonnement (II-73) avec  $z = 0$ , pour calculer le flux émis par le sol du végétal.

La limite est considérée comme condition à la limite de type « interior » pour faire circuler l'air dans le végétal et la serre.

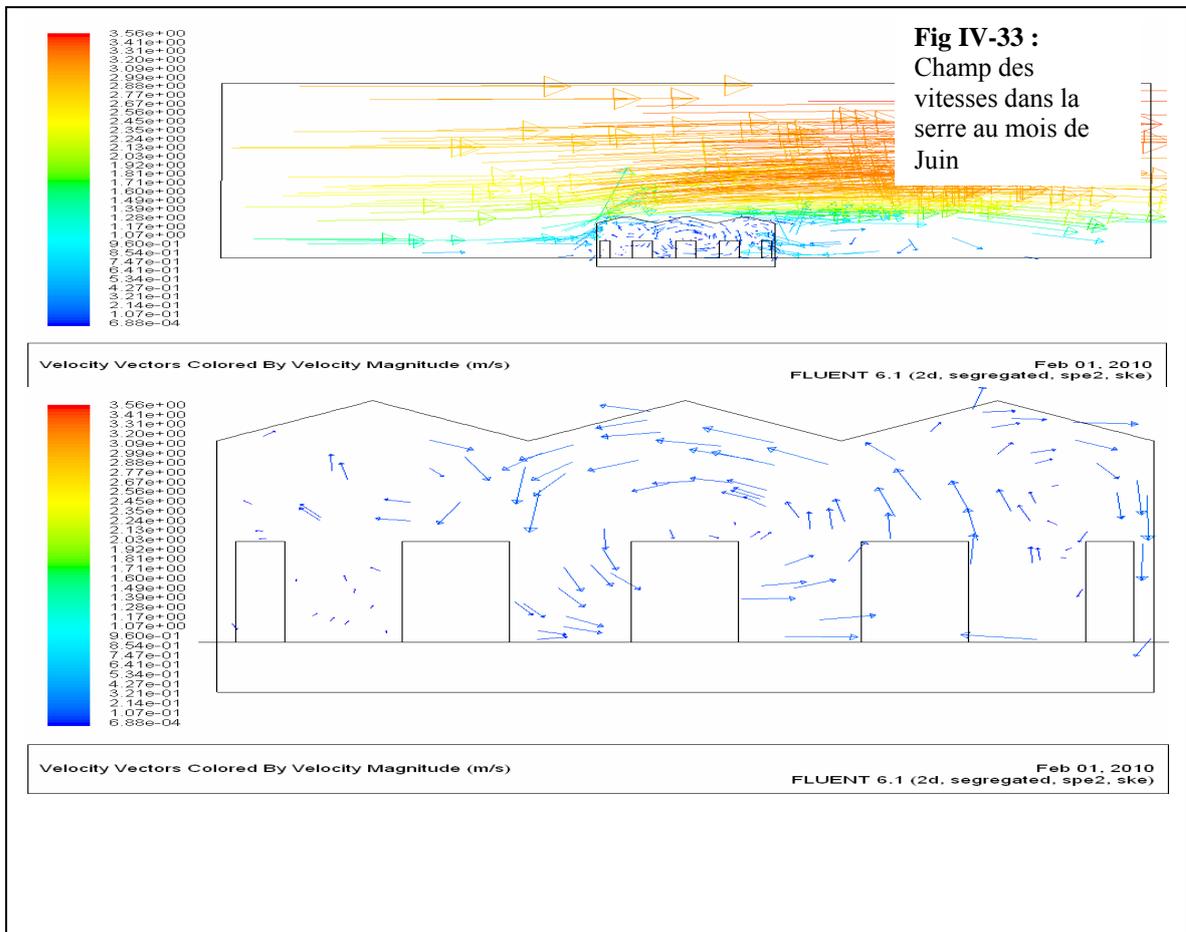
**IV.5.4 Résultats des simulations**

Champ de températures pour les 05 mois (Mai, juin, juillet, août, et septembre)





Pour le mois de Juin :



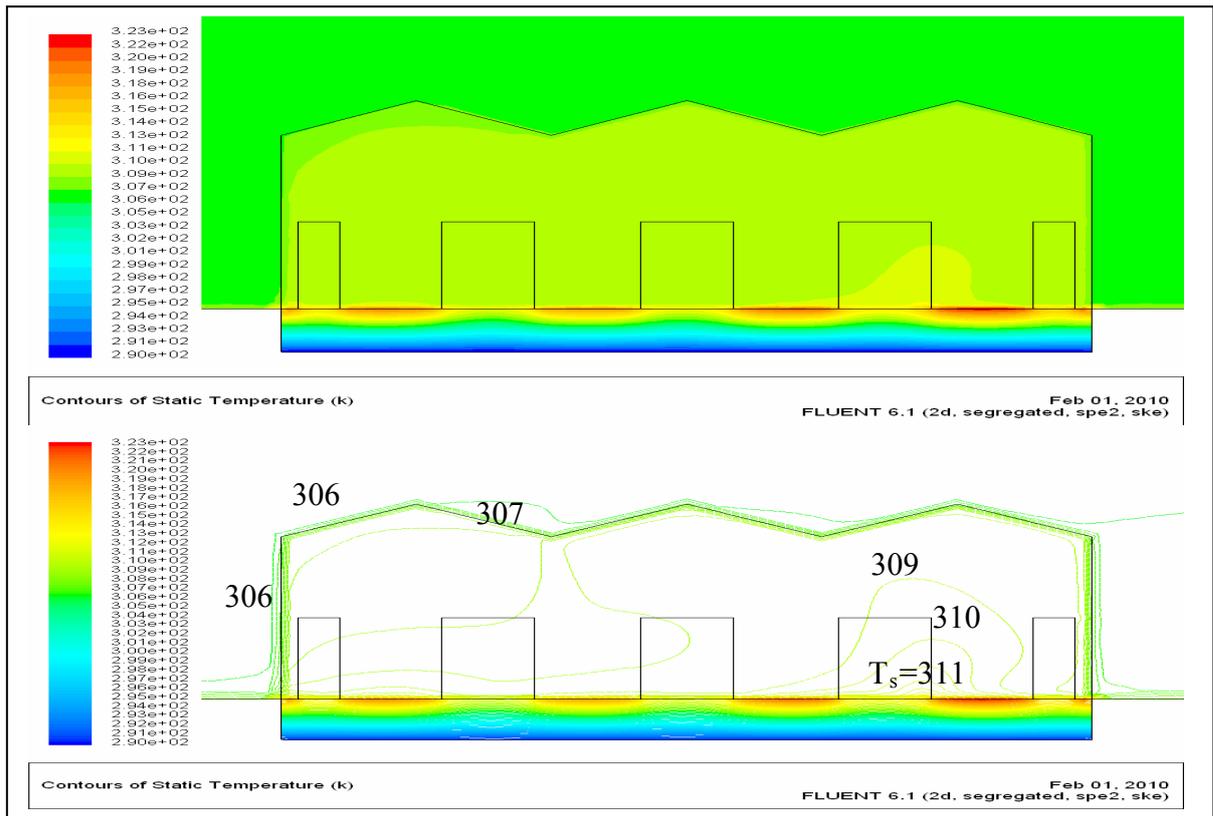
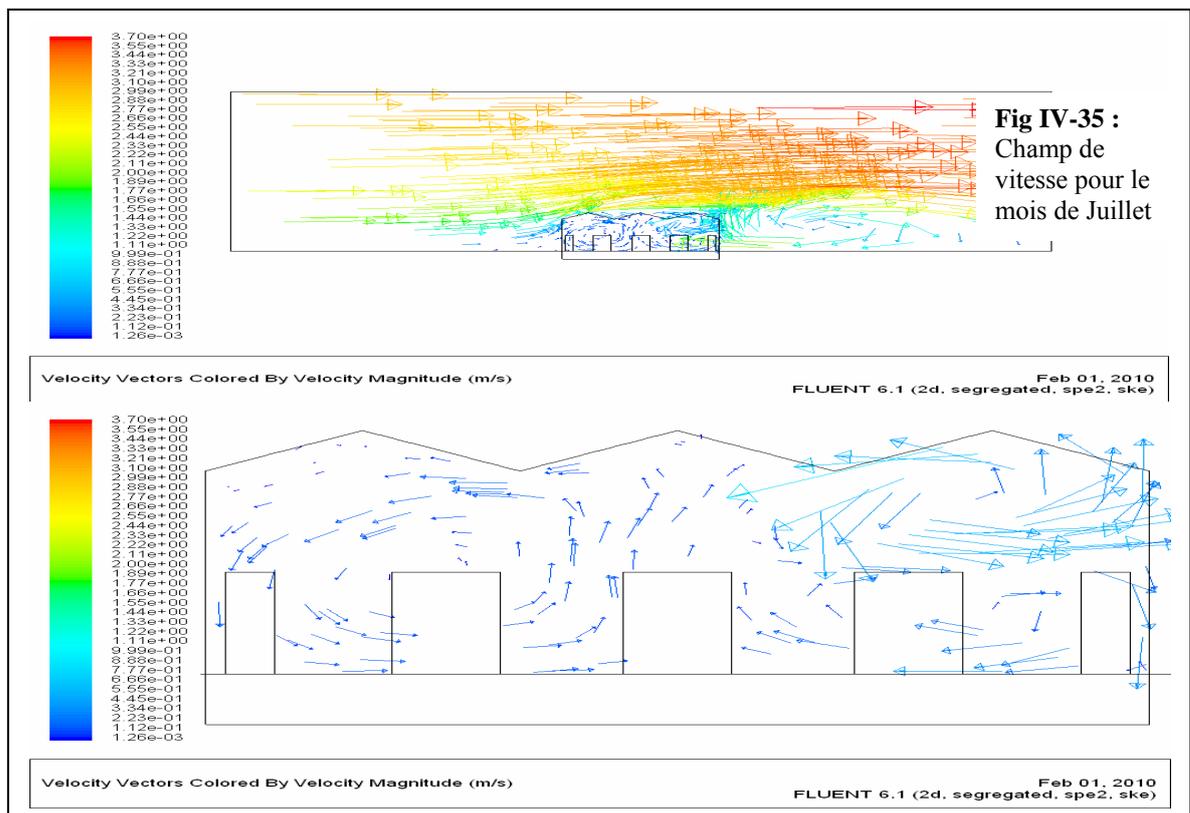
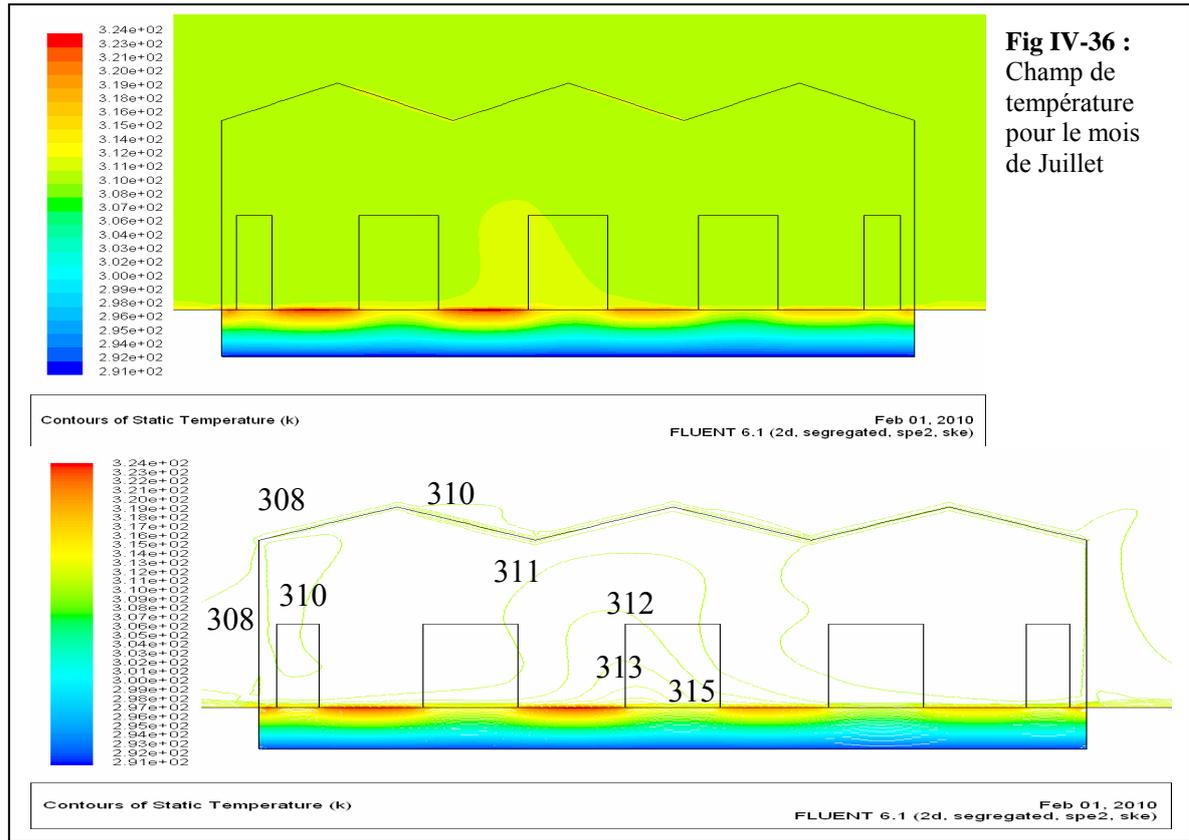


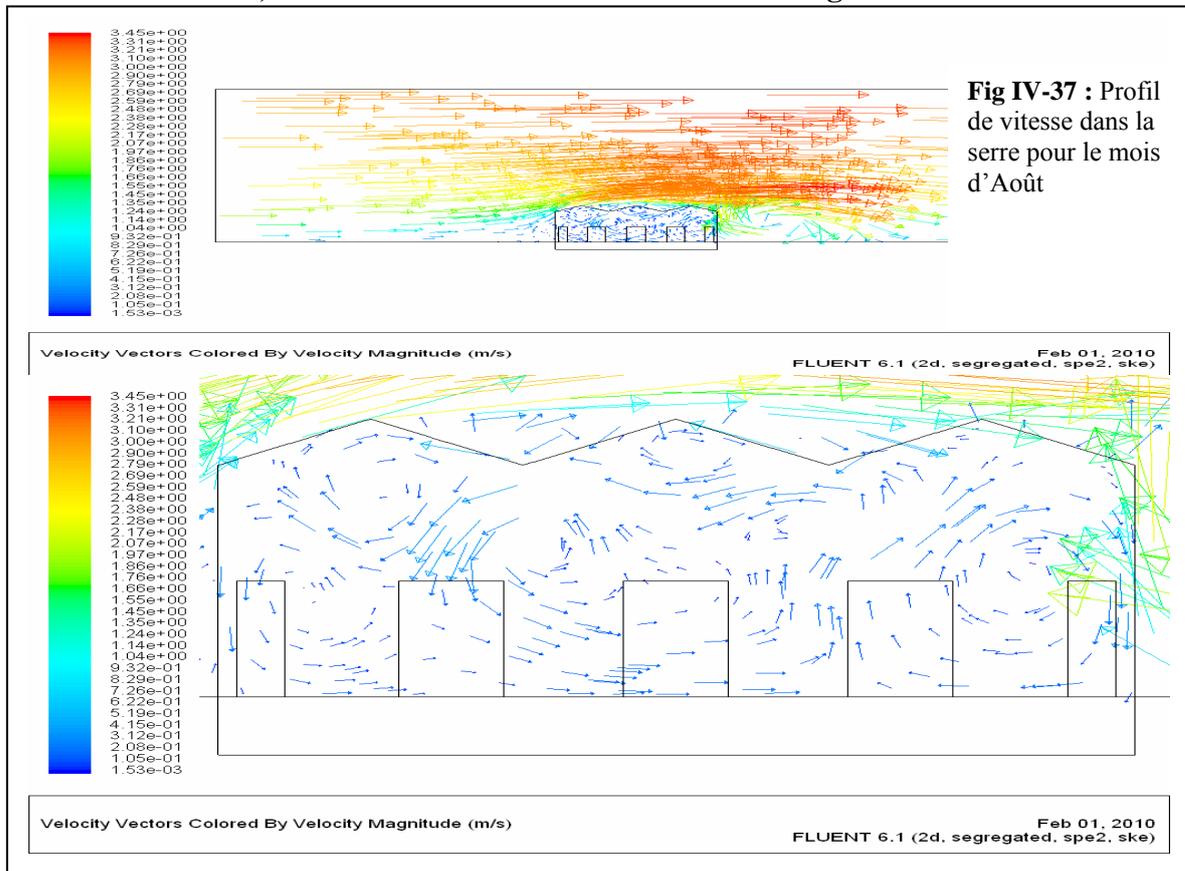
Fig IV-34 : Champ de température de la serre au mois de Juin

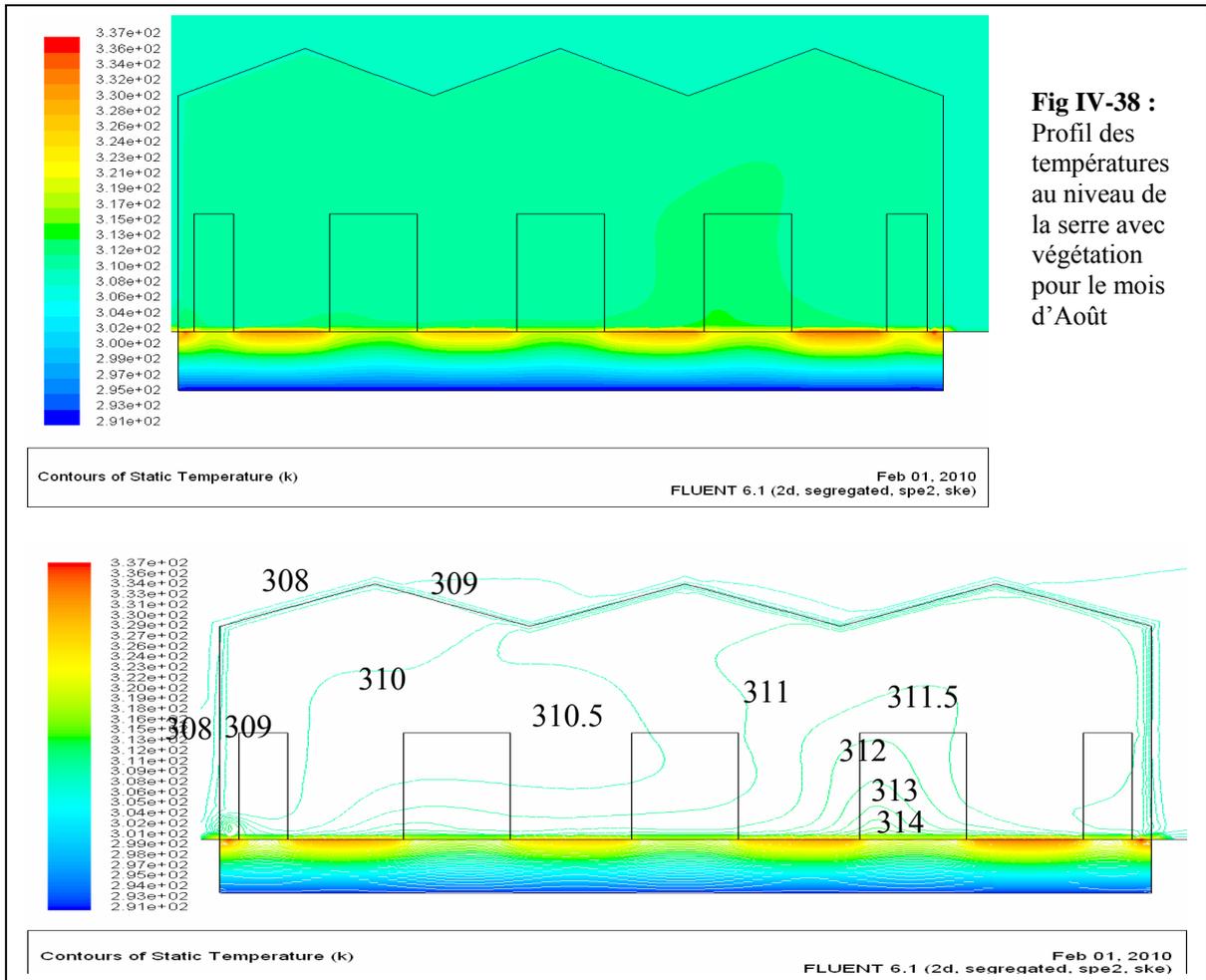
Pour le mois de Juillet la simulation nous donne les figures ci-dessous





Pour le mois d'Août, les résultats de la simulation donne les figures ci-dessous



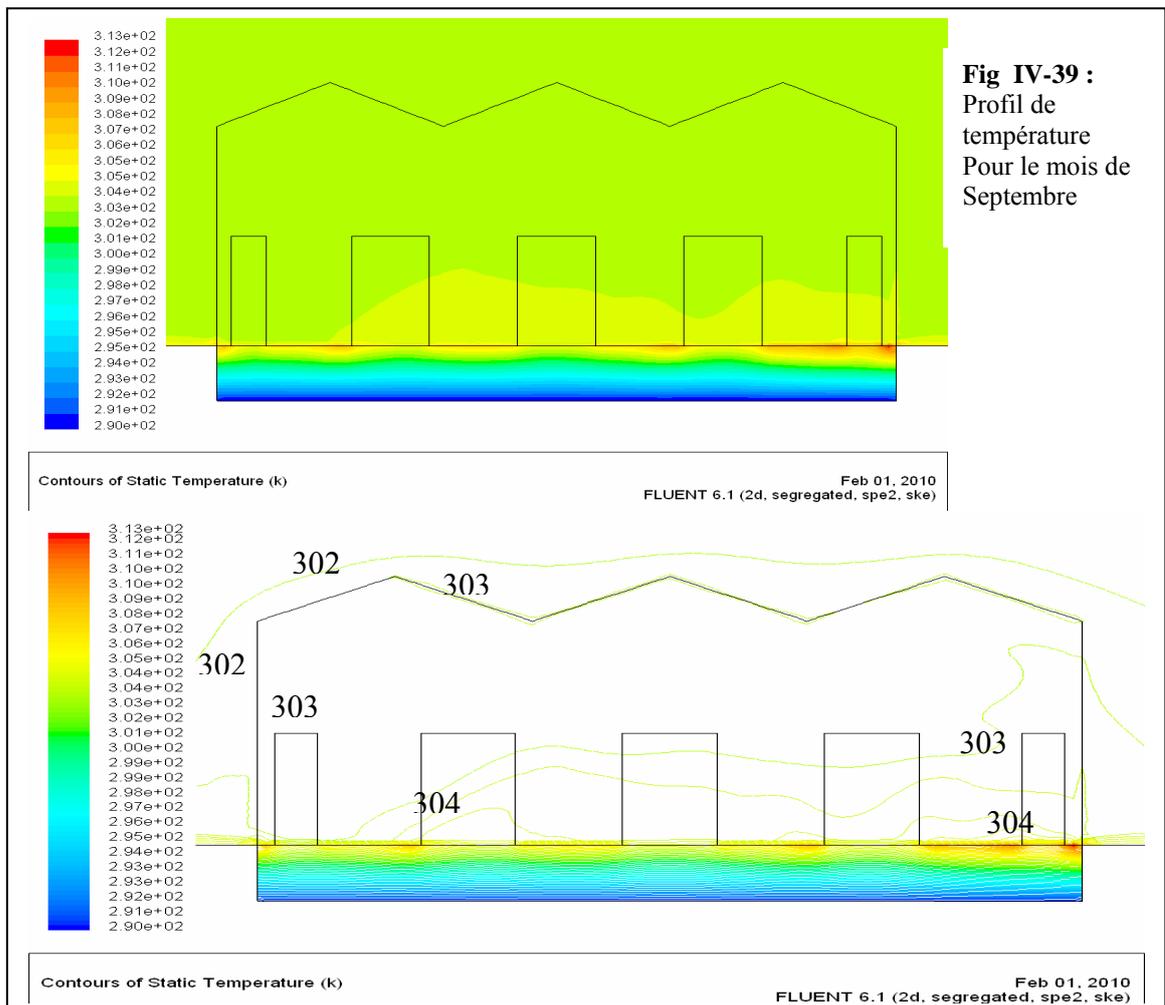
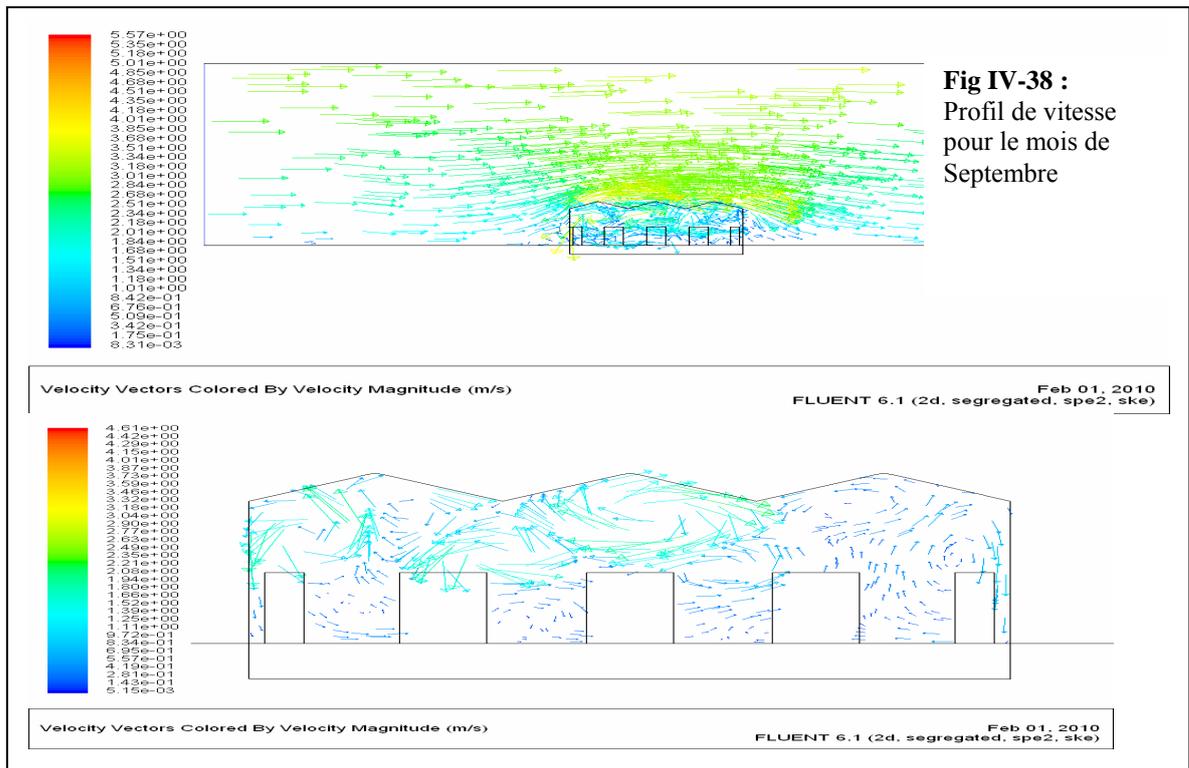


**Fig IV-38 :**  
 Profil des températures au niveau de la serre avec végétation pour le mois d’Août

**IV.6 Interprétation des résultats :**

Un fait marquant ici est la diminution de la température moyenne dans la serre avec la présence du végétal (Fig. IV-31, IV-34, IV-36 et IV-38). Ceci est dû à l’absorption par le végétal, d’une certaine quantité du flux de rayonnement solaire. Ce rayonnement absorbé est utilisé sous forme de chaleur latente de vaporisation pour la transpiration de la plante. Le reste du rayonnement absorbé est converti en chaleur sensible par convection avec l’air. Le gradient de température maximal observé est enregistré entre la partie la moins brassée par l’air (en amont) et la plus exposée au vent (l’aval), la valeur maximale est observée au mois de Juillet et Août est de 5°C. Aussi comme dans le cas test sans végétal, on remarque que la partie amont est plus chaude que la partie avale, ce qui est dû au brassage de cette partie de la serre. Il faut noter que le pic de température maximale s’est déplacé vers le centre de la serre et ce en raison de la présence du végétal avec la quantité de vapeur dégagée par évapotranspiration. De ce fait, la température diminue au niveau des parois et augmente à la surface des feuilles, c’est la convection naturelle moteur de ce transfert de chaleur. La circulation de l’air à l’extérieur de la serre est la même que dans le cas test sans végétal. A l’intérieur de la serre, on remarque l’apparition de trois boucles de circulation, une grande boucle au milieu de la serre, deux petites au niveau des chapelles proches des parois. Pour le mois le plus chaud qui est le mois de juillet, on remarque qu’il n’y a que deux grandes boucles apparentes.

Enfin pour le mois de septembre, on a les résultats de simulations comme suit :

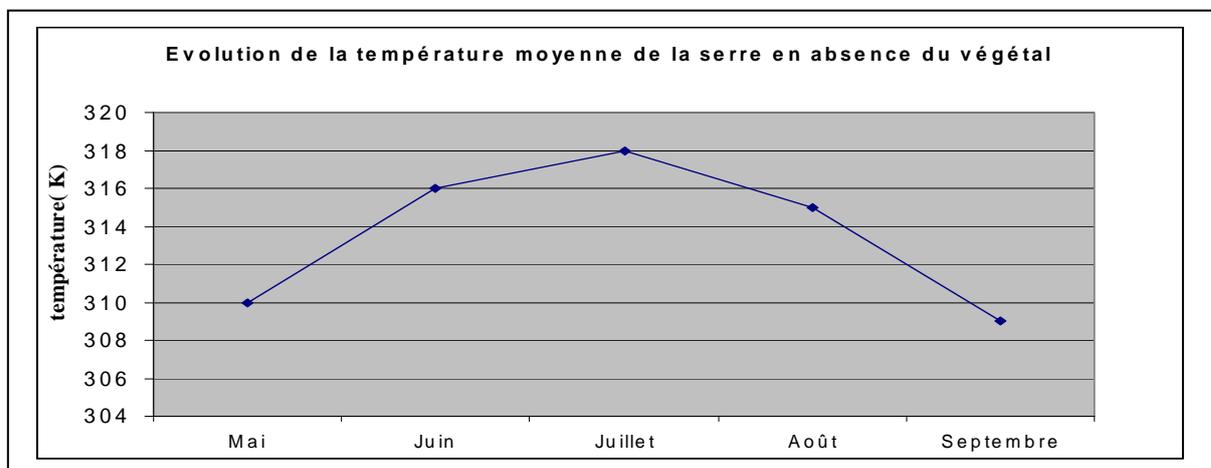


Evolution de la température moyenne et l'humidité relative moyenne de la serre en fonction du rayonnement des mois sélectionnés (Mai, Juin, Juillet, Août et Septembre), on retrouve les données dans le tableau IV.3:

|                                                   | Mai   | Juin | Juillet | Août | Septembre |
|---------------------------------------------------|-------|------|---------|------|-----------|
| T <sub>Moy</sub> de la serre sans végétal (K)     | 310   | 316  | 318     | 315  | 309       |
| T <sub>Moy</sub> de la serre avec du végétal (K)  | 302   | 309  | 310     | 309  | 303       |
| Humidité relative (%) de la serre sans végétal    | 40.5  | 35   | 34.55   | 40   | 49        |
| Humidité relative (%) de la serre avec du végétal | 77.13 | 78   | 55      | 58   | 72        |
| Rayonnement incident W/m <sup>2</sup>             | 522   | 542  | 550     | 540  | 480       |

**Tableau IV- 3** : Résultats de la simulation sous fluent, valeurs moyenne des variables de la température et l'humidité relative dans la serre.

On montre ici l'évolution de la température moyenne de la serre dans les cinq mois d'étude.



**Fig IV-40** : Evolution de la température durant les cinq mois d'étude en absence du végétal

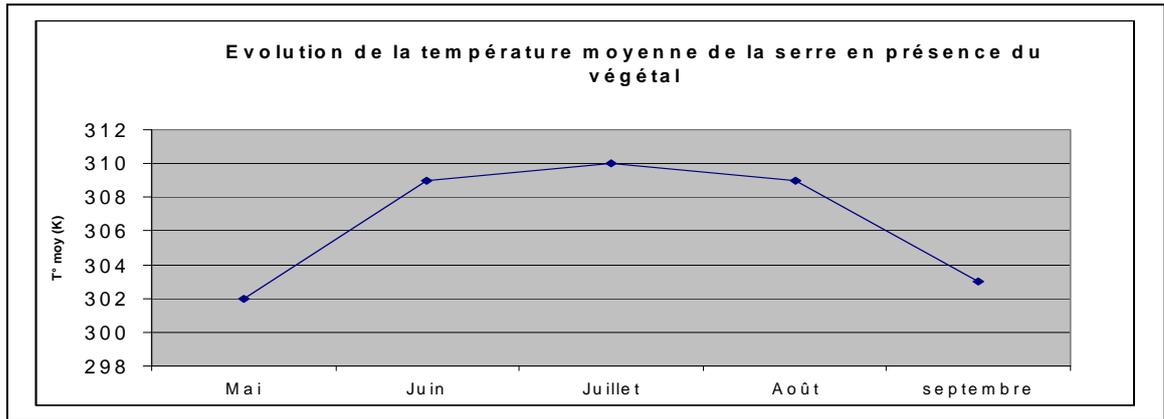


Fig IV- 41 : Evolution de la température durant les cinq mois d'étude en présence du végétal.

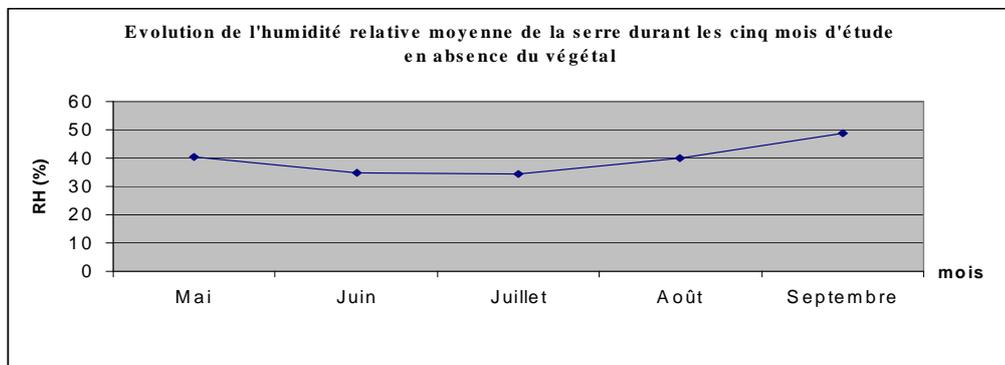


Fig IV-42 : Evolution de l'humidité relative de l'air intérieur de la serre en absence du végétal

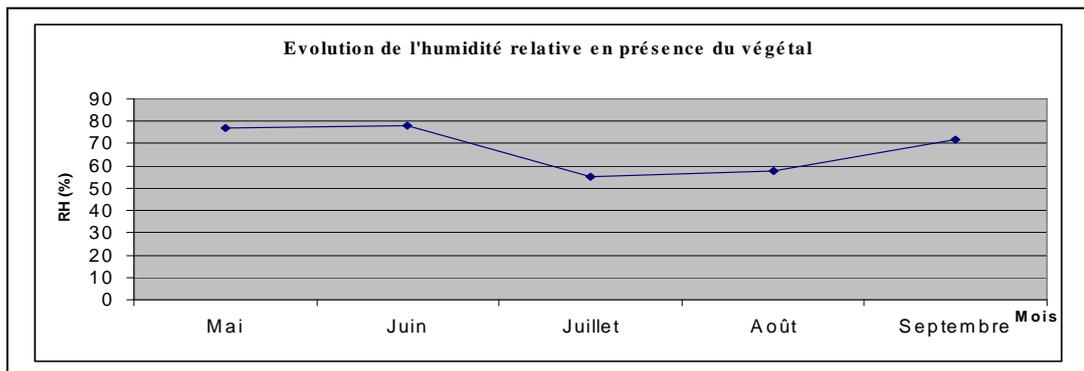


Fig IV- 43 : Evolution de l'humidité relative de l'air interne de la serre en présence du végétal

Les résultats de simulation obtenus paraissent acceptables. Ils répondent à la réalité et aux phénomènes physiques des écoulements à l'intérieur comme à l'extérieur de la serre. L'objectif de cette simulation étant le stockage, dans un aquifère, de l'excédent d'énergie dans la serre du à l'effet de serre. Nous avons simulé le cas d'une serre fermée pour capter le maximum de calories afin de les stocker dans l'aquifère, et puis l'utiliser en cas de besoin (saison hivernale et en période nocturne). Une étude expérimentale a été faite à cet effet en France au niveau du CETIAT (Centre Technique des Industrie Aéraulique et Thermique) pour une serre implantée au site de Ballantran au sud de la France. La comparaison avec notre travail dans les mêmes conditions a été faite.

**IV.7 L'énergie stockée**

L'information principale dans cette simulation est de faire ressortir la puissance à stocker dans l'aquifère. La serre étant fermée, on a fait une simulation pour les deux cas avec et sans végétal. En absence du végétal, on récupère une quantité de chaleur supérieur à celle obtenue en présence du végétal en saison estivale (climat simulé).

**Climat de la tomate**

La température des feuilles de tomate est un facteur déterminant dans la production de la tomate. Les basses températures <10°C ralentissent la croissance et le développement des plantes. Au dessus de 30°C, il n'y a pas de formation du lycopène, responsable de la couleur rouge. Les températures du confort de la plante sont :

$T_{\text{confort}} = 20\text{-}25^{\circ}\text{C}$  (le jour)

$T_{\text{confort}} = 13\text{-}17^{\circ}\text{C}$  (la nuit)

L'humidité, qui régule la transpiration de la plante, est également un facteur déterminant. L'humidité relative optimale étant de l'ordre de 75%, pour une température de confort diurne de l'ordre de 26°C l'été. L'énergie à stocker est donnée par la formule suivante:

$$E = m \cdot Cp \cdot \Delta T \tag{IV.10}$$

Avec :

- E : l'énergie à stocker (J),
- m : masse de l'air (kg),
- Cp : chaleur massique à pression constante (J/kg.K),
- ΔT : différence de température moyenne de la serre et la température du confort (°C)

Pour les cinq mois de simulation, on trouve l'énergie à stocker (la serre vide sans végétal) indiquée dans le tableau ci-dessous:

|       | Mai        | Juin       | Juillet    | Août       | septembre  |
|-------|------------|------------|------------|------------|------------|
| E (J) | 14 858 697 | 22 461 404 | 24 877 790 | 21 141 640 | 15 806 741 |

Pour la serre avec du végétal l'excédent d'énergie à stocker (refroidissement de la serre) :

|       | Mai       | Juin       | Juillet    | Août       | Septembre |
|-------|-----------|------------|------------|------------|-----------|
| E (J) | 4 053 056 | 13 510 187 | 14 861 206 | 13 510 187 | 5 404 075 |

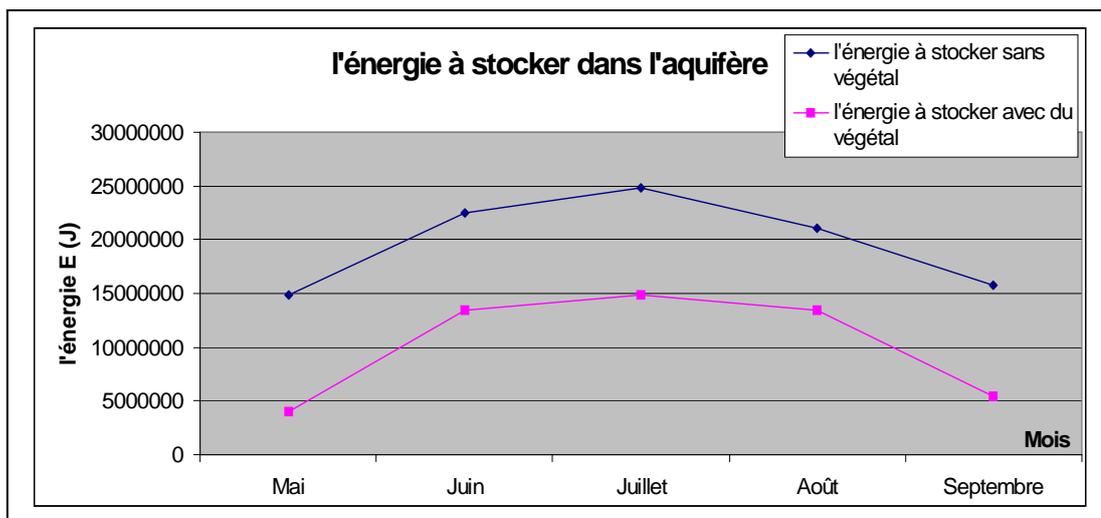


Fig IV-44 : L'énergie à stocker dans la serre pour les deux modes de simulation avec ou sans végétal.

En termes de puissance, on a pour une durée moyenne journalière d'ensoleillement de 10 heures les puissances suivantes :

|                                                          | Mai   | Juin  | Juillet | Août | septembre |
|----------------------------------------------------------|-------|-------|---------|------|-----------|
| Puissance à stocker pour une serre vide sans végétal (W) | 412   | 624   | 691     | 587  | 439       |
| Puissance à stocker pour une serre vide avec végétal (W) | 112.6 | 375.2 | 412     | 375  | 150       |

L'énergie apportée par les parois de la serre et le sol à l'air intérieur est :

|                                        | Mai   | Juin  | Juillet | Août  | septembre |
|----------------------------------------|-------|-------|---------|-------|-----------|
| Puissance sans végétal (W)             | 1 290 | 1 340 | 1 359   | 1 335 | 1 235     |
| Puissance apportée avec du végétal (W) | 780   | 969   | 983     | 966   | 858       |

Ce qui donne en termes de pourcentage de stockage

|                              | Mai | Juin | Juillet | Août | Septembre |
|------------------------------|-----|------|---------|------|-----------|
| Stockage sans végétal (%)    | 40  | 47   | 51      | 44   | 36        |
| Stockage avec du végétal (%) | 15  | 39   | 42      | 39   | 17        |

Nous remarquons qu'en présence du végétal l'énergie stockée est faible pour les mois de Mai et Septembre. Le maximum d'énergie stockée est obtenu durant les trois mois les plus chauds de l'année à savoir, Juin Juillet et Août.

Nous donnons ici les résultats expérimentaux présentés par la CETIAT

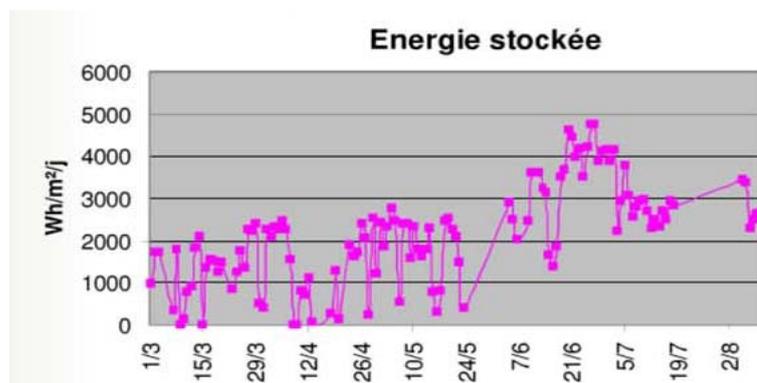


Fig IV-45 : L'énergie stockée selon la CETIAT

Les caractéristiques de l'air (CETIAT) :

|                              | Mode froid | Mode chaud |
|------------------------------|------------|------------|
| Pression atmosphérique (Pa)  | 100 298    | 100 271    |
| Température sèche d'air (°C) | 31         | 15         |
| Température humide (°C)      | 29.1       | 8.8        |
| Puissance sensible (KW)      | 4.59       | 4.57       |

En mode froid l'air à 31°C, avec une humidité relative 90%. Rayonnement cumulé journalier est de l'ordre de 6.8 KWh/m<sup>2</sup>. Le stockage est estimé à 4.5 KWh/m<sup>2</sup>, soit 66% de l'énergie solaire captée par la serre.

**Conclusion du chapitre**

Dans ce chapitre nous avons fait une simulation d'un climat sous serre fermée en période estivale afin de mettre en évidence l'hétérogénéité du climat interne. On peut voir que les écoulements d'air se font par convection libre. Ces écoulements sont représentés par de boucles d'un diamètre égal à la hauteur de la serre. La circulation de l'air est semblable aux flux induits par un sol uniformément chauffé. On trouve des valeurs de la vitesse de l'air relativement faibles de l'ordre de 0.4 m/s au niveau des parois et 0.2 m/s loin des parois. Le gradient maximal de température, en absence de végétal, est observé au mois d'Août et est de l'ordre de 8°C. Ce qui donne une énergie maximale stockée appréciable (de l'ordre de 50%) pendant les mois de Juin, Juillet et Août. Ce n'est par contre pas le cas au mois de Mai et au mois de Septembre où celle-ci est de l'ordre de 15 %.

# *Conclusion générale*

## Conclusion générale

---

La présente étude nous a permis de voir le phénomène de stockage d'énergie en aquifère. La pratique du repos végétatif pendant la saison chaude est maintenant bien admise par les serristes. Même si cette pratique est devenue bien courante dans les pays de la rive sud méditerranéenne, il existe de rares expériences où l'on en profite de la disponibilité d'énergie solaire captée puisque celle-ci est souvent rejetée au milieu extérieur, alors que pendant la saison hivernale la demande d'énergie est fortement utile surtout en période nocturne. Dans ce travail, nous avons étudié le cas d'une serre fermée pendant la saison estivale (de Mai à Septembre), et ce pour pouvoir récupérer l'excédant de chaleur disponible en serre pour le stocker dans l'aquifère. Cette pratique n'est certes pas très bien développée chez nous mais néanmoins, elle est pratiquée dans les pays où la culture sous serre est très développée et où les eaux souterraines sont abondantes, comme c'est le cas de la Hollande et récemment encore de la France où cette technique est encore à l'essai. Nous avons pour cela étudié l'écoulement d'air à l'extérieur et à l'intérieur de la serre, en l'absence et en présence de la végétation pendant tous les mois de l'année et on a choisi des journées types pour évaluer la chaleur à stocker dans le sol. La serre étant maintenue fermée, elle aura donc besoin d'une quantité de dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) pour une meilleure photosynthèse. On fait dans ce cas appel à l'injection artificielle du  $\text{CO}_2$  industriel. La gestion du  $\text{CO}_2$  en serre n'a pas été prise en compte dans ce travail.

Notre travail porte sur l'étude des champs dynamique et thermique dans la serre fermée et on simule les variables climatiques de la serre, dans le cas de la convection naturelle. Nous avons alors procédé par la discrétisation du domaine de calcul (système serre) par la méthode des volumes finis. Avec les vitesses du vent pratiquées, la turbulence qui n'est pas négligeable a été modélisée à l'aide du modèle  $k - \varepsilon$ .

Les résultats de la simulation faite à l'aide du code de calcul Fluent montrent l'hétérogénéité des champs des variables climatiques. Ce code de calcul industriel permet de caractériser les champs de vitesse, de température, d'humidité et de turbulence qui font l'objet de notre étude. On peut voir sur les courbes obtenues que la distribution de ces trois paramètres dans la serre est assez représentative des phénomènes que l'on peut observer. Les résultats ainsi obtenus sont concordants et proches des résultats expérimentaux trouvés dans la littérature pour les mêmes cas d'étude. On remarque que la vitesse de circulation à l'intérieur de la serre est d'autant plus faible que sa distribution et surtout sa direction prend des allures très

## **Conclusion générale**

---

hétérogènes suivant le transfert de chaleur qui se fait entre les différentes parois et l'air intérieur. La circulation de l'air à l'intérieur de la serre est caractérisée par une seule boucle convective semblable à celle obtenue dans le cas d'un sol uniformément chauffé. La présence du végétal modifie la circulation en plusieurs endroits de la serre, ce qui fait diminuer la vitesse de circulation d'air interne.

Enfin cette simulation nous permet d'estimer la quantité de chaleur (énergie thermique) à stocker dans un aquifère à l'aide d'un échangeur eau-air (FIWIHEX : FIRE WIRE HEAT EXCHANGER) qui sera réutilisée dans la période de forte demande d'énergie comme en hiver et en absence (nuit) ou en cas de faible taux d'ensoleillement.

*Références  
Bibliographiques*

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Damien De Halleux phd, ing. Professeur : Chauffer à Moindre Coût, colloque Montréal, 2005.
- [2] : C. Chemel, Modélisation et Simulation des Ecoulements d'Air dans les Serres, rapport de maîtrise en mécanique INRA 2001.
- [3] : T. Boulard, A. Baille, M. Mermier, F. Vilette, Mesure et Modélisation de la Résistance Stomatique Foliaire et de la Transpiration d'un Couvert de Tomate de Serre INRA (1991).
- [4] : Azil Fatma Zohra, Etude des Paramètres Climatique sous Serre Chauffée en Présence de la plante, mémoire de magistère université Batna..
- [5] : Jean Paul LHOMME, Nader KATERJI, une Méthode de Calcul de l'Evapotranspiration Réelle à Partir des Mesures Ponctuelles de Résistance Stomatique et de Température Foliaire 1985.
- [6]: Rezki Nebbali Said Makhlof, Thierry Boulard, J.C.Roy. A Dynamic of the Thermal Boundary Condition in the Ground of a Greenhouse.
- [7] : R.Nebbali, J.C. ROY. T Boulard, S. Makhlof. Comparison of Different CFD Turbulence Models for the Prediction of the Climate Parameters in a Tunnel Greenhouse.
- [8] : MONTENEY. B.A, J.P LHOMME, Eléments de Bioclimatologie, office de la recherche scientifique et technique outre-mer 1980.
- [9] : Mathala Z, J.Gupta, Pitam CHANDRA, Effects of Greenhouse Parameters on Conservation of Energy for Greenhouse Environmental Control Division of Agricultural Engineering, I-A-R-I New-Delhi India 4 April 2001.
- [10] : Renaud Haxaire. Caractérisation et Modélisation des Ecoulements d'Air dans une Serre, Thèse de doctorat, Nice Sophia Antipolis 1999.
- [11] : Slimane Lebig, Simulation à L'aide du Code de Calcul CFD des Mécanismes Mis en Jeu dans le Refroidissement Evaporatif Combiné au Renouvellement d'Air dans une Serre, Mémoire de Magistère, Tizi-Ouzou, 2008.
- [12] : Nathalie Courtois, Jean-Pierre Marchal, André Menjoz, Pascal Monnot, Yves Noël, Vincent Petit, Dominique Thiéry (Brgm) Ariane Grisey, Dominique Grasselly (Ctifl) Application du Stockage Thermique en Aquifère au Chauffage et au Refroidissement de Serres Maraîchères en France : Etude de préfaisabilité, Rapport final BRGM/RP-55481-FR avril 2007.
- [13] Ahmed Kürklü, Sefai Bilgin : Cooling of a Polyethylene Tunnel Type Greenhouse by Means of a Roc Bed, Faculty of Agriculture, Department agricultural Mechanisation, Akdeniz University, 07059 Antalya, Turkey 2004.

- [14] R.Tawegoum , R Teixeira , G Chassériaux : Simulation of Humidity Control and Temperature Tracking in a Growth Chamber Using a Passive Air Conditioning Unit. Institute National d'Horticulture I.N.H (UMR A462 SAGAH (INRA-INH-Univ), 2, rue le nôtre, 49045 Angers France. 2005.
- [15] Sacadura J. F, Initiations aux Transferts Thermiques. Technique et Documentation, Paris, 1978
- [16] T.Boulard, A.Baille Caractérisation de la Ventilation Sous Serre, Couplage avec la Transpiration, Unité de Bioclimatologie, I.N.R.A., Site Agroparc 8 4914 Avignon Cedex9, France.
- [17] Compte Rendu d'expérimentation Tomate Hors Sol : Test d'échangeurs Thermiques pour Climatiser les Serres. Document réalisé pour la société ESETA10 septembre 2008
- [18] Draoui B., Benyamine M., Touhami Y. et Tahri B, Simulation Numérique de la Convection Naturelle en Régime Laminaire Transitoire dans une Serre Tunnel Chauffée par le Bas (flux). Energ. Ren : Volarisation 141-145. 1999.
- [19] Lamrani M. A. ; Boulard T. ; Roy J. C. et Jaffrin A, Air flows and Temperature Patterns Induced in a Confined Greenhouse, Journal of Agricultural Engineering Research, 78(1), 75-88, 2001.
- [20] Boulard T. et Wang S, Experimental and Numerical Studies on the Heterogeneity of Crop Transpiration in a Plastic Tunnel. Computers and Electronics in Agriculture, 34, 173-190, 2002.
- [21] Roy J. C. ; Boulard T. ; Kittas C. et Wang S, Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses, part 1: The Greenhouse Considered as a Perfectly Stirred Tank. Biosystems Engineering, 83 (1), 1-20, 2002.
- [22] Bartzanas T. ; Boulard T. et Kittas C, Numerical simulation of the Airflow and Temperature Distribution in a Tunnel Greenhouse Equipped with Insect-proof Screen in the Openings. Computers and Electronics in Agriculture, 34 ,207-221, 2002.
- [23] Boulard T. et Baille A, a Simple Greenhouse Climate Control Model Incorporating Effects of Ventilation and Evaporative Cooling. Agricultural and Forest Meteorology, 65 , 145-157, 1993.
- [24] Boulard T. ; Meneses J. F. ; Mermier M. et Papadakis G, The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses. Agricultural and Forest Meteorology, 2266 1995.
- [25] Boulard T. et Baille A, Modelling of Air Exchange Rate in a Greenhouse Equipped With Continuous Roof Vents, Journal of Agricultural Engineering Research, 61, 37-48, 1995
- [26] Pierre HOLLMULLER, Bernard LACHAL, Constantin SOUTTER, Serre avec Stockage de Chaleur par Tubes Enterrés:Analyse énergétique, Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie Genève, décembre 1999.

[27] Bulletin Mensuel D'information et de Liaison du PNTTA Transfert de Technologie EN AGRICULTURE, fiche technique tomate sous serre N°57 juin 1999.

[28] Photovoltaic Geographical Information System; Incident global irradiation for the chosen location, European Commission Joint Research Centre Ispra, Italy.

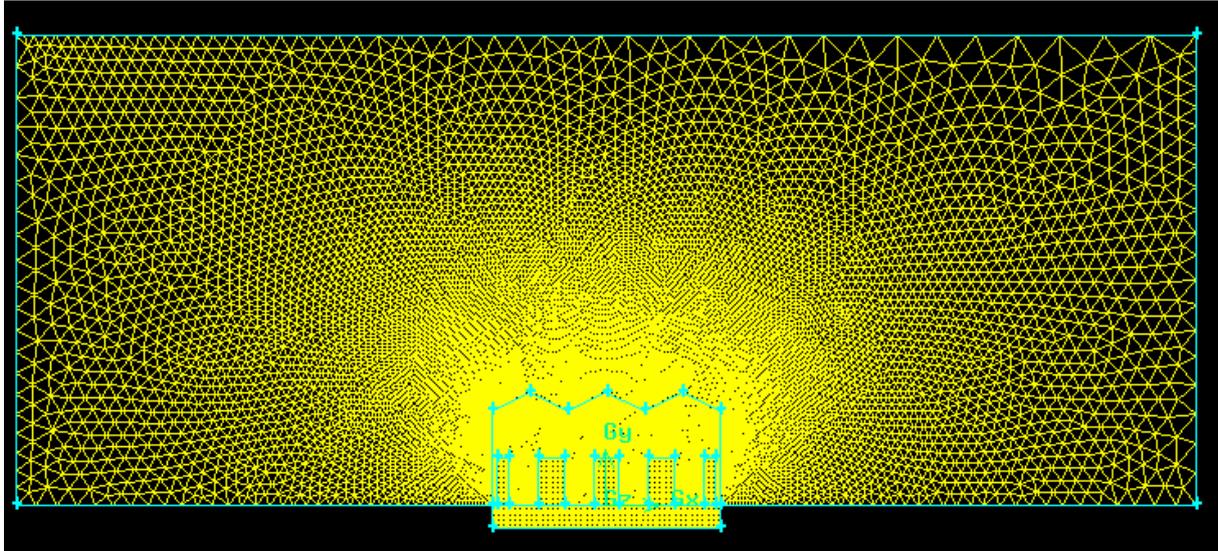
[29] B. Bouchekima et Y. Babi Utilisation de l'Energie Géothermique pour le Chauffage des Serres Agricoles au Sud Algérien Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique (2001) 41-46

[30] S. Bougoul , S. Zeroual , T. Boulard et F. Azil ; Simulation Numérique du Mouvement d'Air et de la Variation de Température dans des Serres Chauffées ; Revue des Energies Renouvelables CER'07 Oujda (2007) 209 – 212

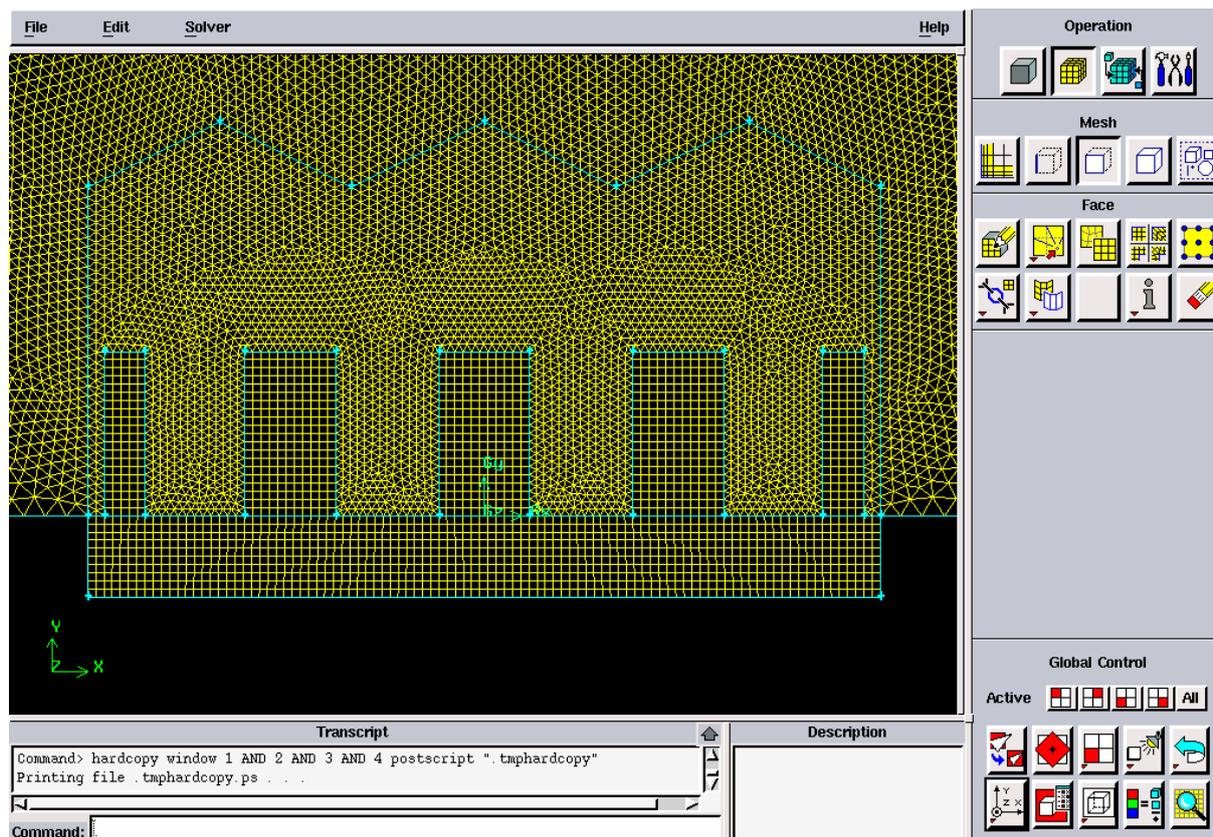
*Annexe*

### Simulation sous fluent

La serre a été maillée sous Gambit avec un maillage fin (serré) autour de la serre( autour de la couverture et du végétal), loin de la serre où les caractéristique du l'air ne sont pas prépondérant nous avons choisi un maillage large, et ce pour diminuer le temps de calcul inutile. Pour l'air extérieur qui délimite la serre et la serre, nous avons choisi un maillage triangulaire, pour les autres surfaces (les rangées de la tomate et le sol), nous avons choisi un maillage quadratique. Le nombre de maille qu'à générer ces dimensions est 40540 mailles.



**Fig B.1** Le maillage utilisé dans gambit



**Fig B.2** le maillage fin utilisé autour de la serre

La deuxième étape est d'exporter ce fichier (.dbs) vers fluent, et ce pour faire la simulation. La première étape est de vérifier le maillage et les volumes (il faut pas avoir de volume négatifs), ensuite choisir les fluides et les solides nécessaire pour notre étude, donc la fenêtre define et puis materials, on choisi tout les fluides (pure et mélange pour l'air c'est l'air sec +la vapeur d'eau (air humide)) et solides. Pour notre cas nous avons choisi l'air humide (species), et les solides sont :

- Le polyéthylène (la couverture),
- La dolomite (le sol),
- Le bois (végétal).

Sous fluent il y a les caractéristique des fluides et solides connues (air, eau, cuivre aluminium, etc.), on peut ajouter de nouveaux fluides ou solides en y introduisant leurs caractéristiques (cas du polyéthylène).

Pour notre modèle, la caractéristique est que nous avons choisi pour l'air l'hypothèse de BOUSSINESQ.



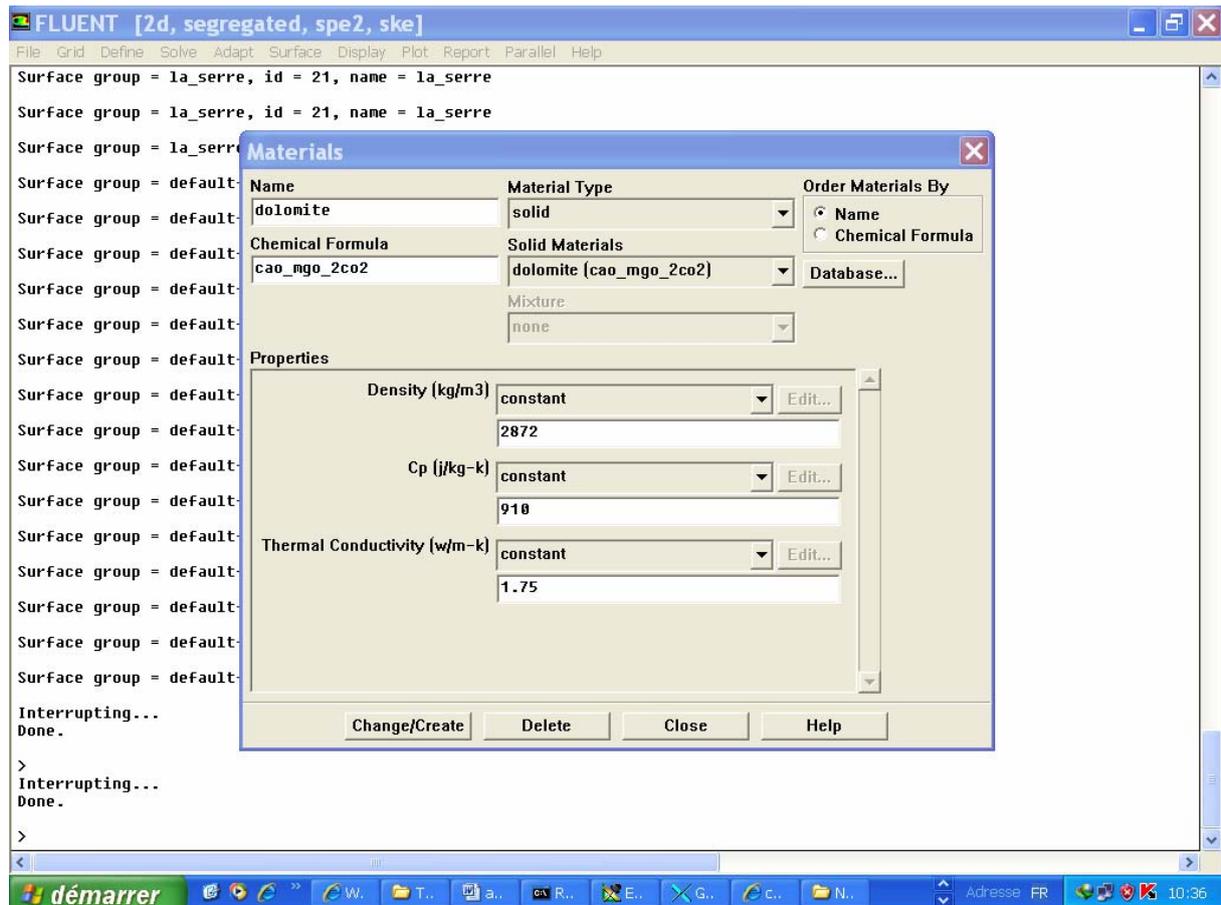
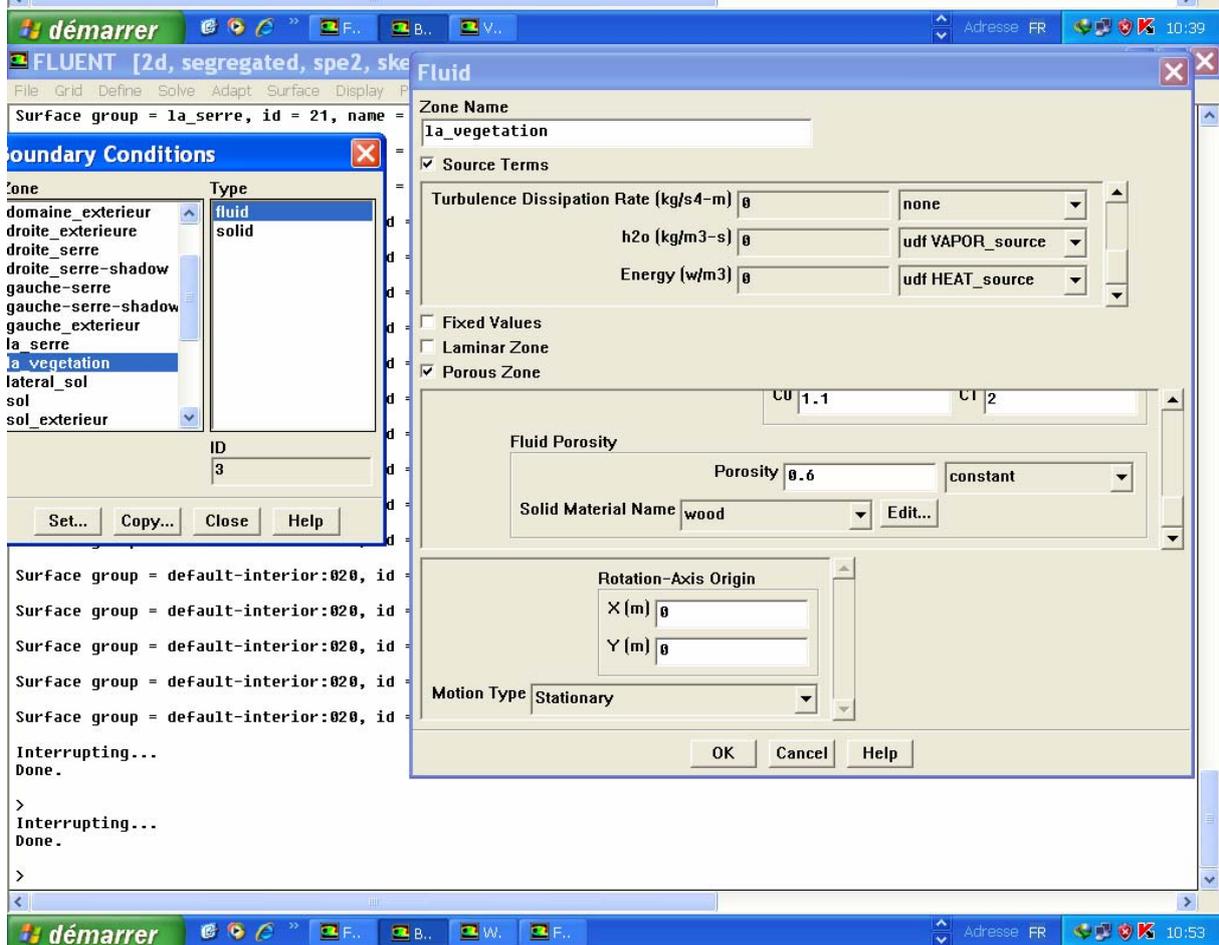
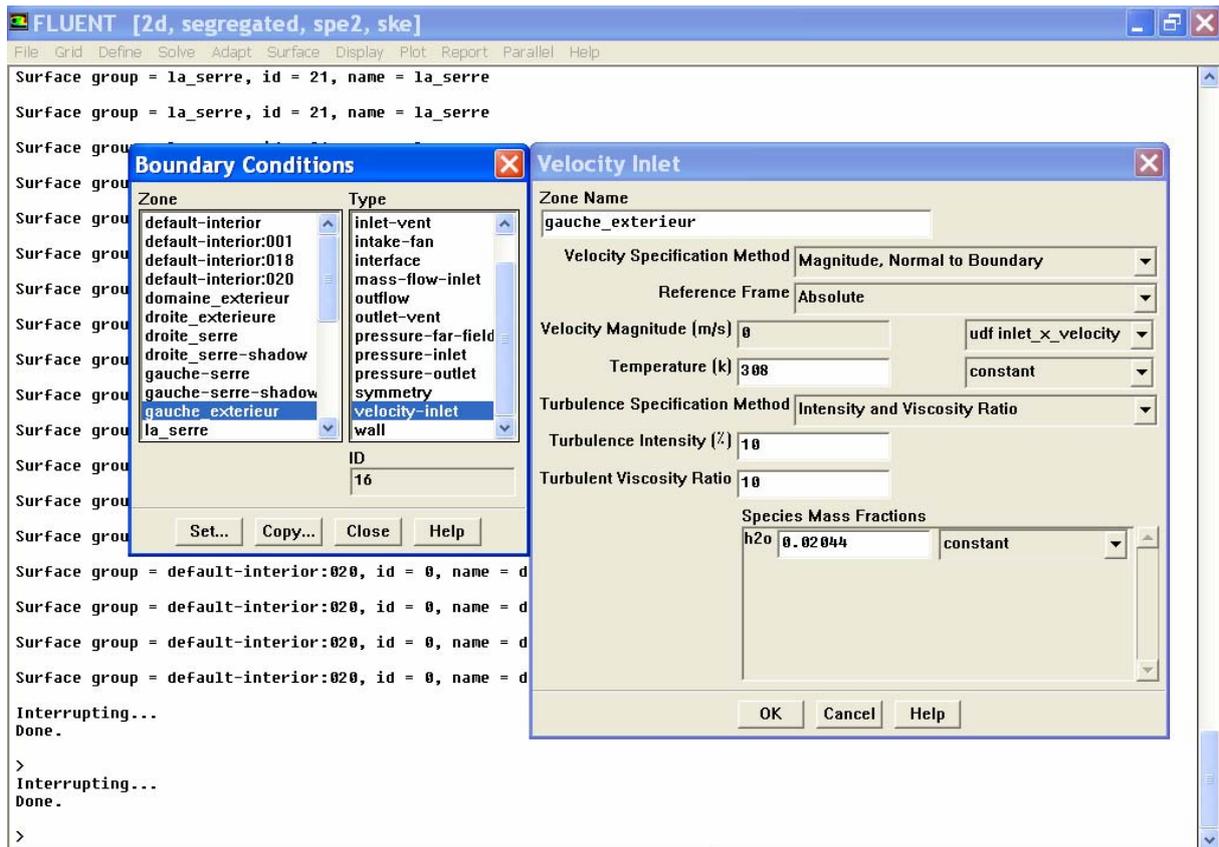
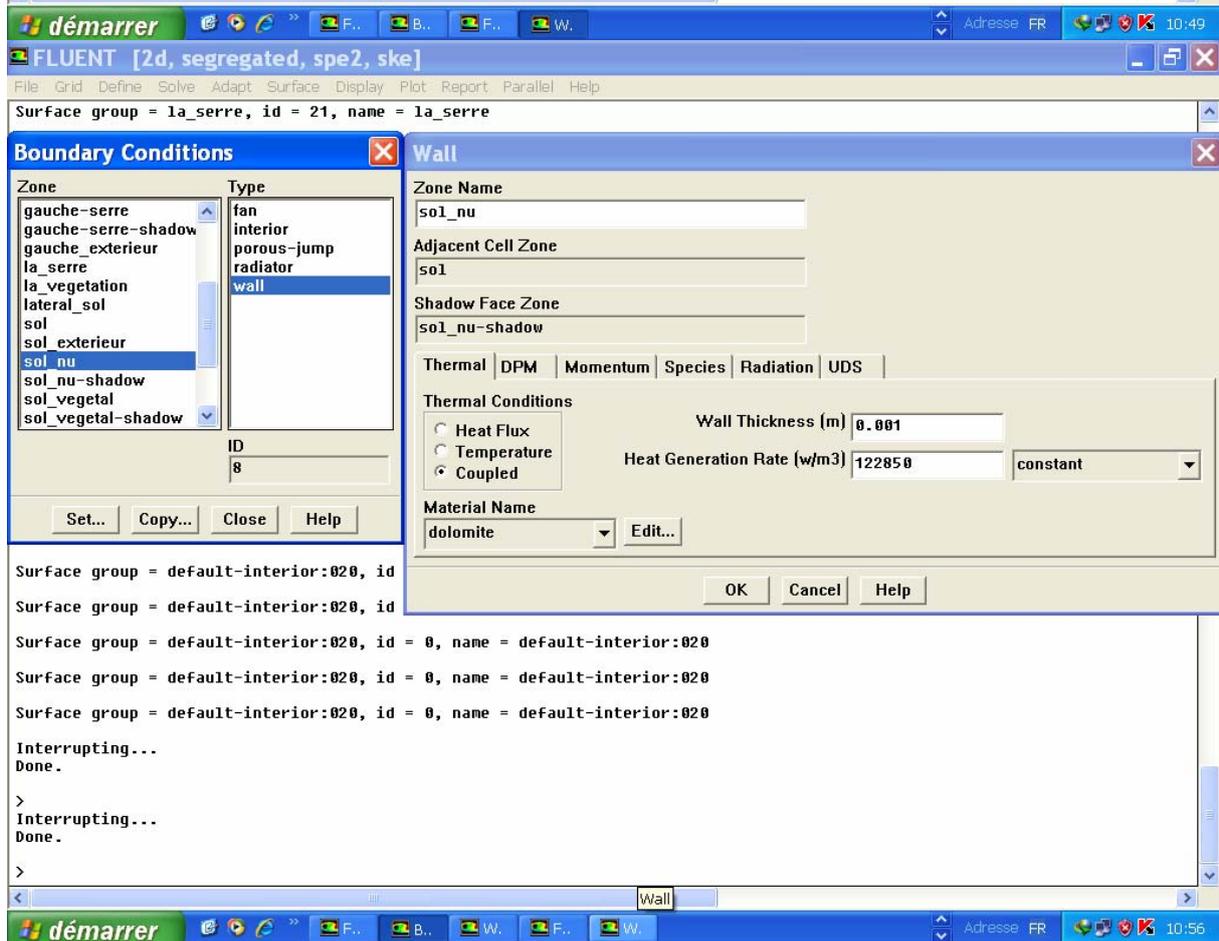
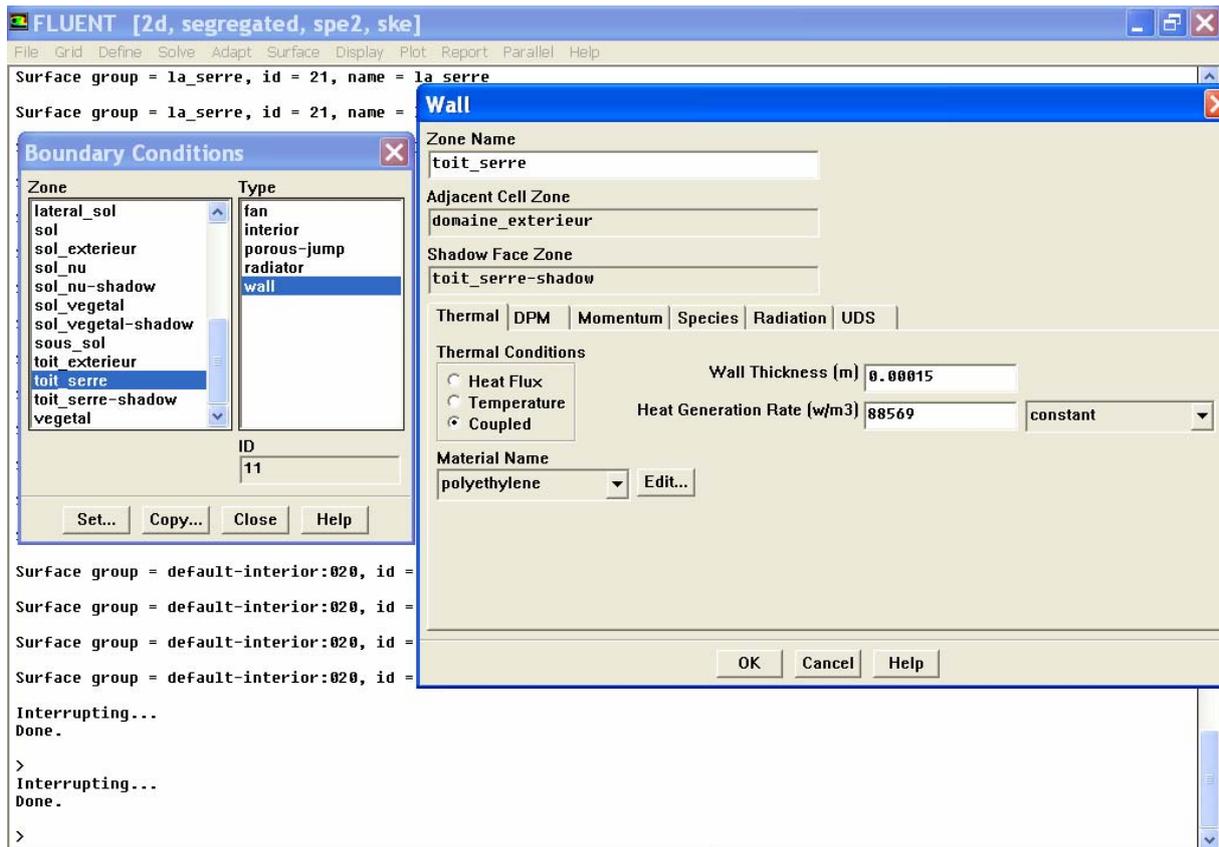


Fig B.3 Les propriétés physiques des fluides et solides mis en jeu dans la serre.

Pour les conditions aux limites, on utilise « velocite inlet » pour la face gauche du volume extérieur, où on utilise le profil de vitesse logarithmique. « Voir annexe A », on insère aussi la température extérieure et l'intensité de la turbulence et l'humidité absolue de l'air extérieur. Pour la végétation qui est un milieu poreux, on donne sa porosité qui est de l'ordre de 0.6 et la source d'énergie et de vapeur (évapotranspiration dans un programme UDF voir annexe A). Le toit de la serre où on capte l'énergie solaire on lui donne sous fluent une source volumique de chaleur idem pour le sol et les deux parois latérales de la serre qui capte aussi de l'énergie solaire





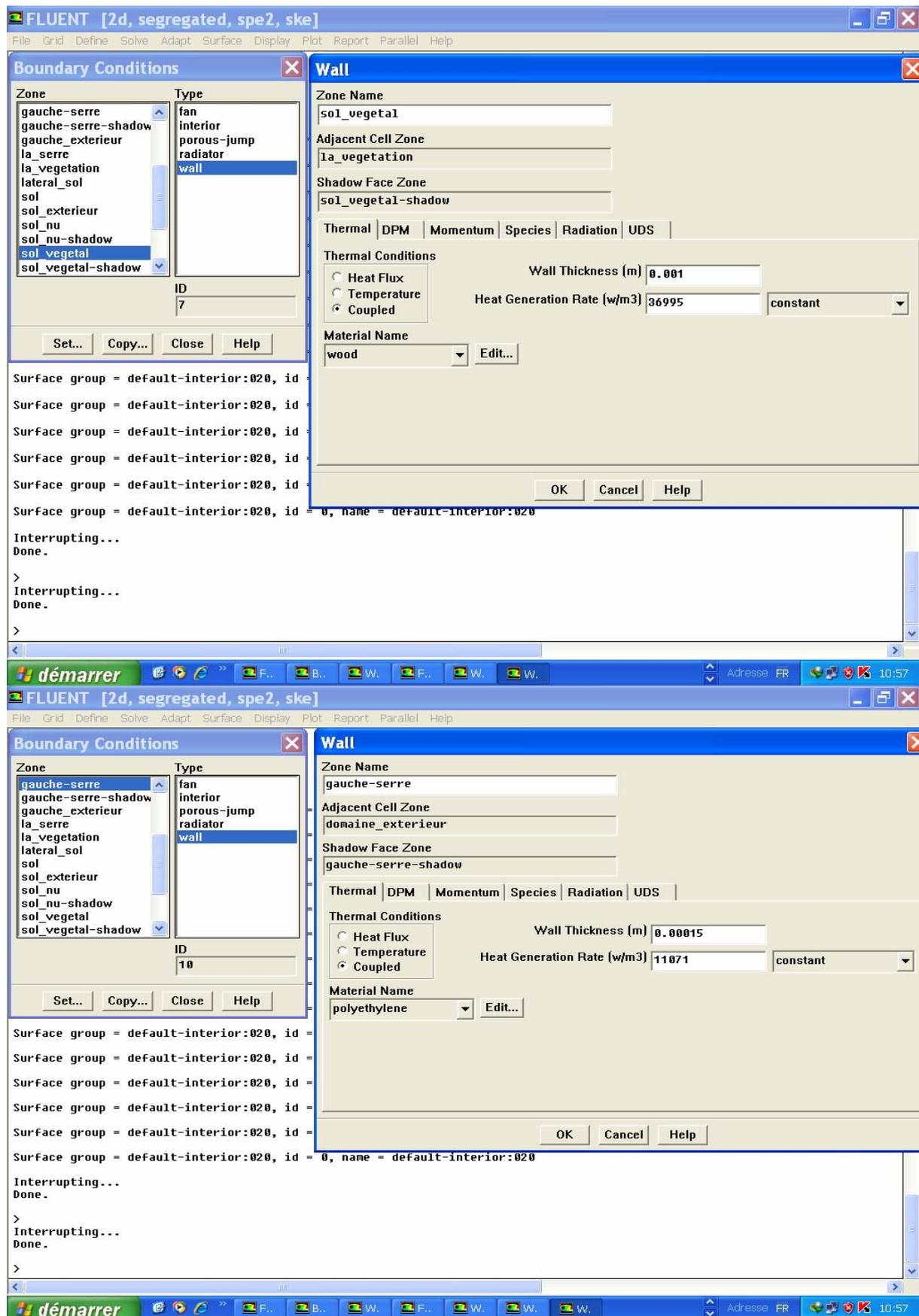
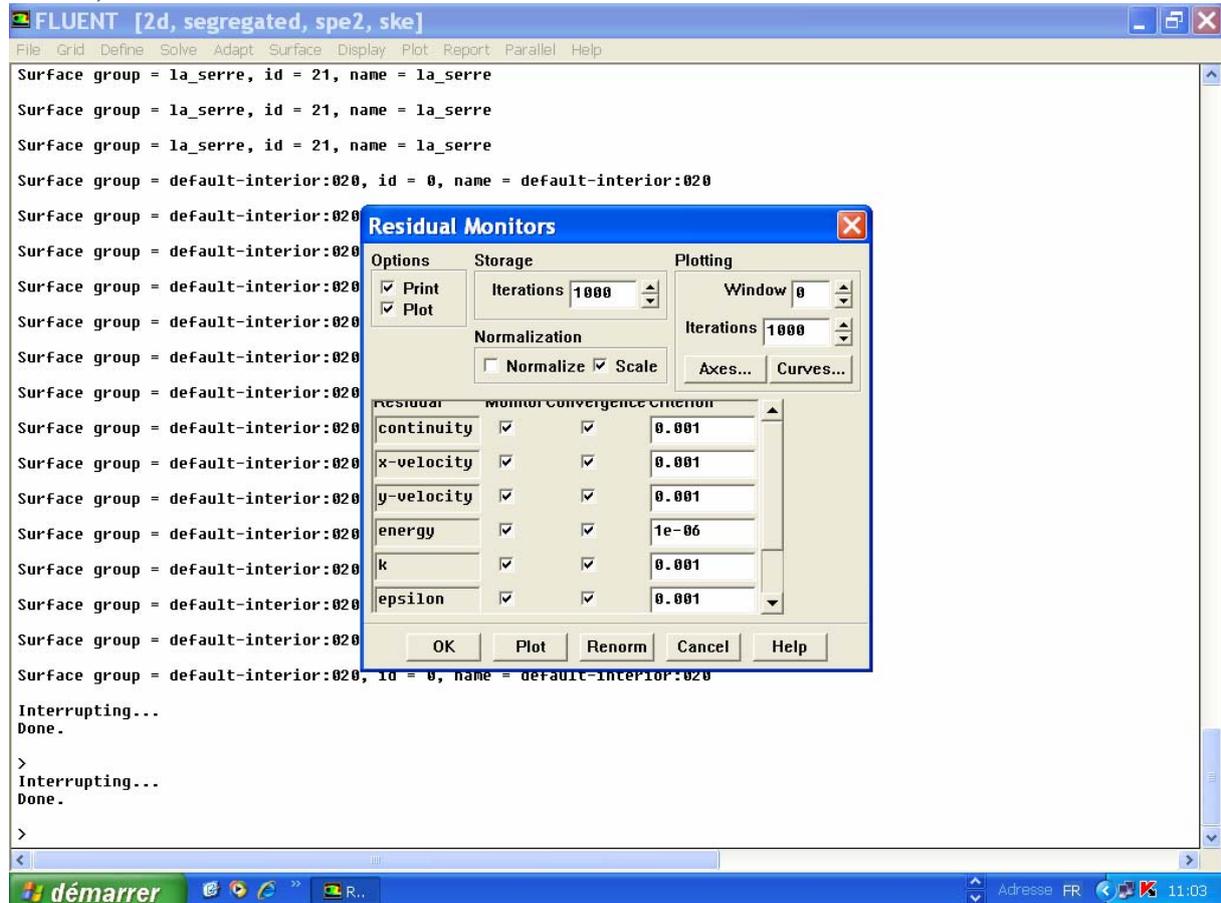
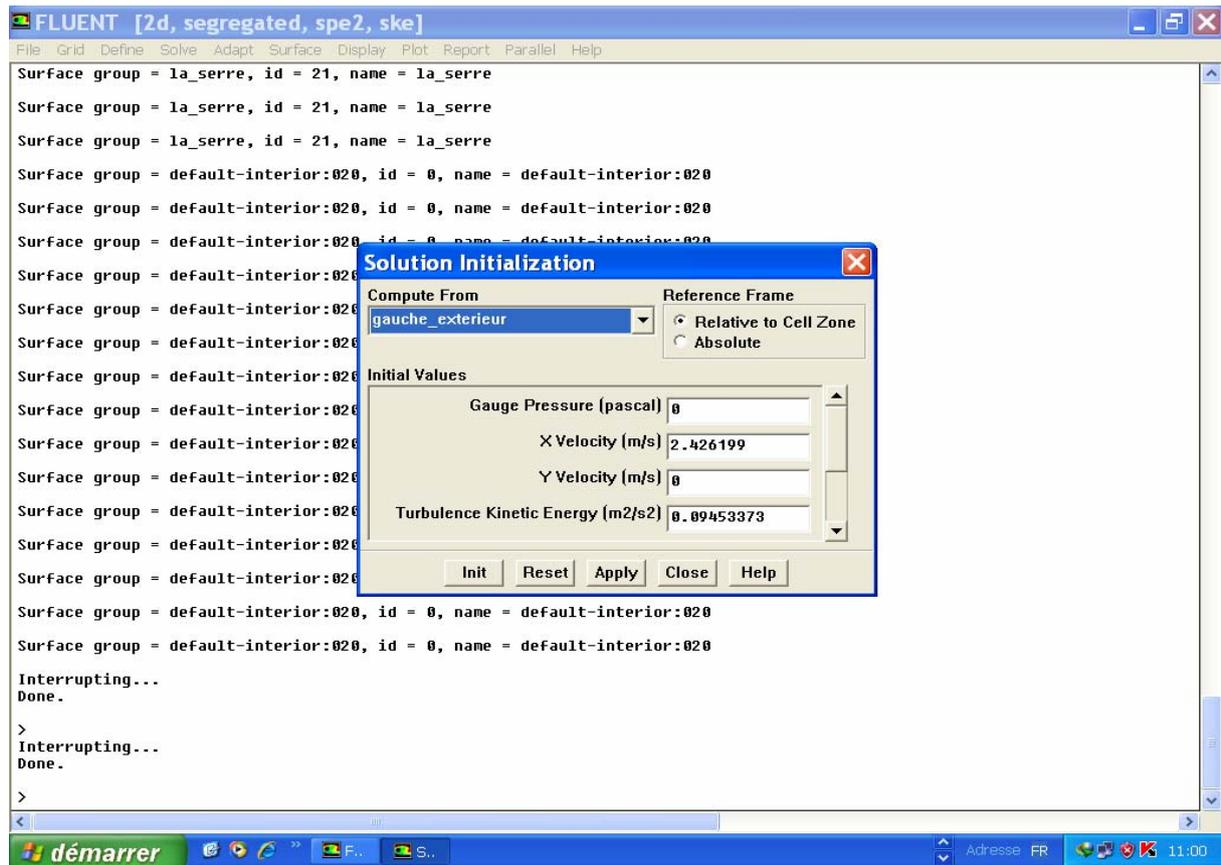


Fig B.4 conditions aux limites aux frontières de la serre.

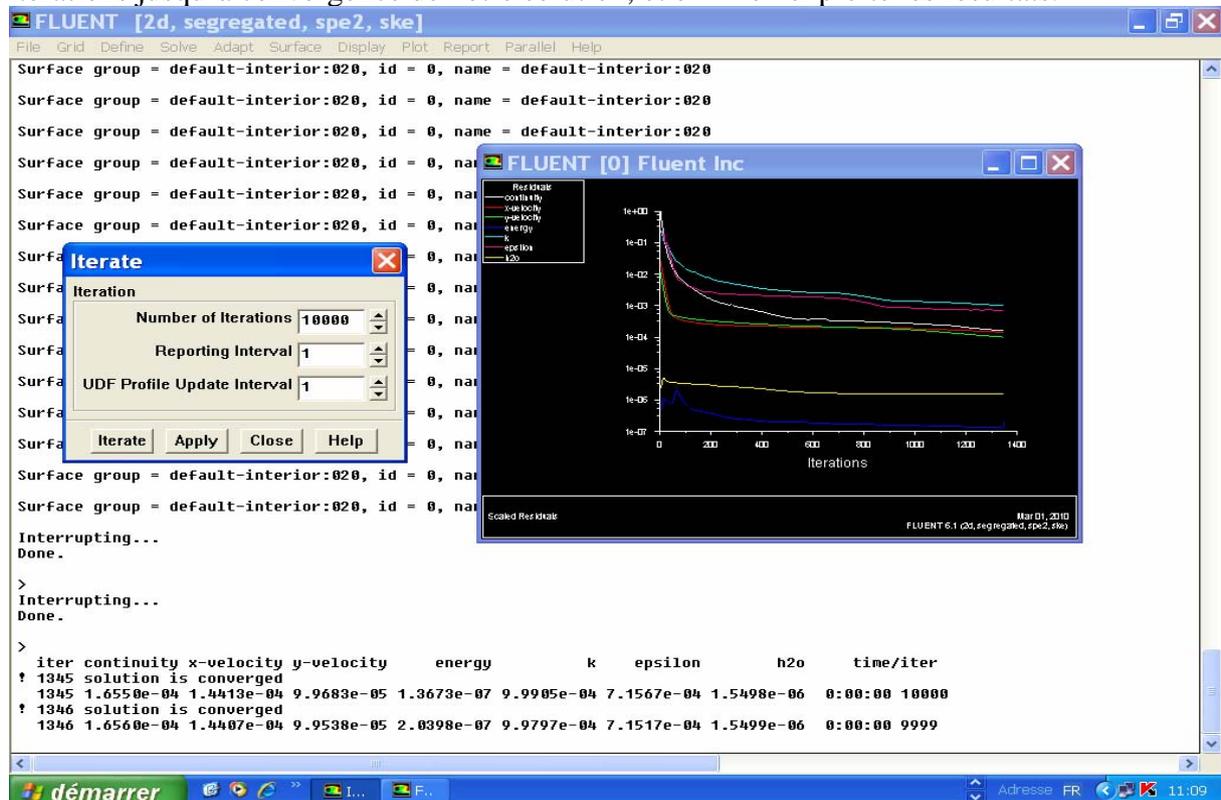
On entame alors le processus de calcul en entrant à Solver, on fixe les critères de convergence et on initialise la solution à partir de la surface gauche extérieure (où on a mis le profil de vitesse)



On choisit les critères de convergence comme ceci : le résiduel pour l'énergie est de  $10^{-6}$  et pour les autres (continuité, la vitesse,  $k$ ,  $\varepsilon$  et l'humidité)  $10^{-3}$ .



Après initialisation, on entame la dernière étape qui est la simulation, on commence les itérations jusqu'à convergence de notre solution, et enfin on exploite les résultats.



## Résumé

Dans ce travail, nous avons abordé les écoulements dans une serre fermée multichapelle à l'aide de code de calcul Fluent durant la période estivale diurne, et ce pour extraire l'excédent de chaleur et le stocker dans un aquifère chaud, et l'utiliser en période hivernale et la nuit quand le rayonnement manquera. La méthode numérique utilisée est la méthode des volumes finis schéma explicite, la turbulence a été modélisée à l'aide de la méthode  $k - \varepsilon$  à deux équations, nous avons pris en considération l'influence de la végétation sur le bilan thermique dans la serre et sur l'effet de serre, et la quantité d'énergie à stocker. La simulation est faite sous un maillage GAMBIT irrégulier.

### Mots clefs

Transfert de chaleur et de masse, serre solaire, évapotranspiration, stockage thermique aquifère, code de calcul CFD, serres horticoles, simulation.

## Abstract

In this work, we approached the flows on a closed greenhouse multichapel by means of code of calculation Fluent during diurnal summer period, and it to extract the surplus of heat and store it in a warm aquifer, and to use it in winter and at night when the radiation will miss. The numerical method used is the method of the finite volumes explicit scheme, the turbulence was modeled using the method for two equations  $k - \varepsilon$ , we considered the influence of the vegetation on the thermal balance sheet in the greenhouse and on the greenhouse effect, and the quantity of energy to be stored. The simulation is made under a meshing irregular GAMBIT.

### Keywords

Heat and mass transfer, solar greenhouse, Evapotranspiration, Aquifer thermal storage, CFD, greenhouse horticultural, simulation.