

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



Université HADJ LAKHDAR – BATNA 1
Faculté des Sciences de la matière
Département de Physique



THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Physique
Option : Énergétique

Par

ZEROUAL Samra

Thème

Étude réaliste du microclimat sous deux types de serres.

JURY

Soutenu le : 27/06/ 2019, devant le jury composé de :

Président :	Dr Azeddine SOUDANI	Pr. U. Batna 1
Rapporteur :	Dr Saadi BOUGOUL	Pr. U. Batna 1
Examineurs :	Dr Hocine BENMOUSSA	Pr. U. Batna 2
	Dr. Cherif BOUGRIOU	Pr. U. Batna 2
	Dr. Belkacem DRAOUI	Pr. U. Bechar

Année Universitaire : 2018-2019

Remerciements

Je remercie tout d'abord Dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

Je tiens à remercier vivement Monsieur **Azeddine SOUDANI** Professeur à l'université de Batna 1, qui m'a fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse. Qu'il trouve ici l'expression de mon profond respect.

J'adresse mes remerciements à Monsieur **Saadi BOUGOUL** Professeur à l'université de Batna1, qui a accepté d'encadrer et de diriger ce travail, je le remercie particulièrement pour ses sincères conseils, son aide et sa grande patience.

Je tiens à remercier Messieurs **Hocine BENMOUSSA** Professeur à l'université de Batna 2, **Cherif BOUGRIOU** Professeur à l'université de Batna 2 et **Belkacem DRAOUI**, Professeur à l'université de Bechar qui ont accepté de participer au jury de cette thèse et d'évaluer ce modeste travail, qu'ils trouvent ici l'expression de mes sincères remerciements.

En fin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

S. ZEROUAL

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre I. Recherche bibliographique	5
1. Définition de l'abris serre	5
2. Transferts thermiques et massique dans une serre	6
2.1. Les transferts radiatifs	6
a) Les transferts radiatifs de courte longueur d'onde	7
b) Les transferts radiatifs de grande longueur d'onde (infrarouge)	9
2.2. La conduction	9
2.3. La convection	9
a) Convection libre	10
b) Convection forcée	10
c) Convection mixte	10
3. Écoulement en milieu poreux	11
4. Évaluation du flux convectif	12
4.1. Détermination du coefficient convectif	13
5. Distribution du climat sous serre	15
6. Mesure des paramètres climatiques	16
6.1. Taux d'aération	16
6.2. Vitesse et direction du vent	16
6.3. Mesure des paramètres d'écoulement	17
6.4. Mesures de températures et d'humidité	17
6.5. Mesure du rayonnement solaire	17
7. Mouvement d'air dans les serres	17
8. Étude des écoulements d'air des serres ouvertes	19
8.1. Écoulement d'air dans une serre mono chapelle	19
8.2. Effet du vent sur le climat sous serre	19

8.3. Circulation d'air sous serre cultivée	20
9. Les sources du transfert de masse	20
9.1. Évapotranspiration et transpiration de la plante	20
9.2. Condensation	22
10. Écoulement d'air le long des filets anti-insectes et des écrans d'ombrage	22
11. Utilisation des codes de calcul	23
11.1. Étude numérique de la convection naturelle	24
12. Aération des serres	25
12.1. Évaluation du taux de ventilation	26
a) Calcul du taux de renouvellement d'air	26
b) Méthode du bilan d'énergie	27
c) Méthode du gaz traceur	28
13. Action du couvert végétale sur l'écoulement d'air	28
14. Bilan énergétique de la serre en présence de la plante	29
15. Utilisation de la CFD pour une étude dynamique et thermique sous serres	30
16. Modélisation des transferts radiatifs	30
Chapitre II. Modèle physique	32
1. Introduction	32
2. Équations de conservation	33
2.1. Équation de continuité	34
2.2. Équation de quantité de mouvement	34
2.3. Équation d'énergie.	34
3. Hypothèses de simplification introduites	35
4. Système d'équations simplifié	35
4.1. Équation de continuité	36
4.2. Équation de quantité de mouvement	36
4.3. Équation d'énergie	36
5. Équation du transfert de masse	36
6. Système final d'équations de transport	37
7. Approximation de Boussinesq	38

8. Types d'écoulements sous serre	39
9. Approche à la turbulence	40
9.1. Décomposition de Reynolds	41
9.2. Équations de Reynolds	42
9.2.1. Concept de viscosité turbulente	43
9.2.2. Modèle de longueur de mélange de Prandtl	44
9.2.3. Modèle à une équation de transport	44
9.2.4. Modèle à deux équations de transport	45
10. Équations à résoudre pour le modèle k-ε	46
11. Mouvement d'air dans les serres	47
11.1. La convection forcée par le vent	47
11.2. Profil logarithmique de la vitesse du vent	47
12. Lois de parois	48
A). Structure de la couche limitée pariétale turbulente	49
B). Zone interne	49
a). Zone visqueuse	50
b). Zone inertielle	50
c). Zone Tampon	51
13. Effets de la culture sous serre :	51
13.1. Effet dynamique sur l'écoulement d'air	51
13.2. Effets thermique et hydrique sur l'écoulement d'air	53
13.2.1. Bilan d'énergie au niveau d'une surface d'un végétal	53
13.2.1.1. Résistance aérodynamique	55
13.2.1.2. Résistance stomatique	56
14. Modélisation des transferts radiatifs	58
15. Couplage de l'équation d'énergie et de l'équation du transfert radiatif	59
16. Définition du problème étudié	60
17. Nombre de Nusselt	61
Chapitre III. Modèle numérique	63
1. Introduction	63

2. Méthodes numériques utilisées dans la résolution des équations de transport	64
3. Présentation des équations de transport	66
4. Forme générale de l'équation de transport	67
5. Maillage	68
6. Discrétisation	69
6.1. Intégration des flux convectifs et diffusifs	70
6.2. Intégration du terme source	70
6.3. Discrétisation temporelle	71
A) Schéma explicite	71
B) Schéma de Cranck-Nicolson	71
C) Schéma implicite	72
6.4. Discrétisation spatiale	72
6.4.1. Schéma aux différences centrées	72
6.4.2. Schéma Upwind (UPS)	74
6.4.3. Schéma Hybride (HDS)	75
6.4.4. Schéma Upwind d'ordre supérieur	75
6.5. Calcul des Flux de diffusion	76
6.5.1. Moyenne arithmétique	76
6.5.2. Moyenne harmonique	76
7. Algorithme de résolution	77
7.1. Algorithme PISO	77
7.2. Algorithme SIMPLER	78
7.3. Schémas d'interpolation de la pression	79
8. Quelques détails de résolution des différentes équations de transport :	79
8.1. Sous relaxation	79
8.2. Critères de convergence	80
9. Méthode de décomposition LU	80
10. Méthode ADI	80
11. Condition aux limites	81
12. Calcul du flux radiatif	81
13. Code de calcul Ansys	82

Chapitre IV. Résultats et discussion	83
1. Introduction	83
2. Calcul du coefficient d'échange convectif	85
3. Cas de la serre tunnel vide	86
3.1. Maillage utilisé	86
3.2. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux convectif	87
3.2.1. Champ dynamique	87
3.2.1.1. Lignes de courant	87
3.2.1.2. Champs de vitesse	89
3.2.2. Champ de température	92
3.3. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées sous forme d'un flux mixte	94
3.3.1. Champ dynamique	94
3.3.1.1. Lignes de courant	95
3.3.1.2. Champs de vitesse	96
3.3.2. Champ de température	98
4. Cas de la serre tunnel avec plantes	101
4.1. Étude de la convection naturelle pure	101
4.2. Étude de la convection couplée au rayonnement	104
4.3. Calcul du nombre de Nusselt moyen	107
5. Cas de la serre à pieds droits et vide	109
5.1 Maillage utilisé	109
5.2. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux convectif	110
5.2.1. Champ dynamique	110
5.2.1.1. Lignes de courants	110
5.2.1.2. Champs de vitesse	112
5.2.2. Champs de températures	113
5.3. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux mixte	114
5.3.1. Champs dynamiques	114
5.3.2. Champs thermiques	118
6. Cas de la serre à pieds droits avec plantes	120

6.1. Étude de la convection pure	120
6.2. Étude de la convection couplée au rayonnement	125
6.3. Variation du nombre de Nusselt moyen	129
Conclusion générale	131
Références Bibliographiques	

Nomenclature

A	Surface d'un volume de contrôle	m^2
a, b, c	Constantes	
C_d	Coefficient de traînée	
C_f	Coefficient de perte de charge non linéaire	
C_μ	Constante empirique utilisée dans le modèle de turbulence	
C_D	Constante empirique utilisée dans le modèle de turbulence	
C_1, C_2	Constantes empiriques utilisées dans le modèle de turbulence	
C_o	Constante	
c_p	Capacité thermique de l'air	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	Coefficient de diffusion massique	$m^2.s^{-1}$
Da	Déficit de saturation	mbar
e	Tension de vapeur d'eau	Pa
E	Flux de vapeur d'eau	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
F	Débit du gaz traceur	$kg.s^{-1}$
f	Force volumique	$N.kg^{-1}$
G	Flux volumique d'air	$m^3.s^{-1}$
g	Accélération de pesanteur	$m.s^{-2}$
h	Coefficient de transfert convectif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_c	Coefficient de transfert convectif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
H	Enthalpie	$Kg.m^2.s^{-2}$
H	Hauteur de la serre	m
j_w	Flux de vapeur d'eau	$m.s^{-1}.kg_{eau}.kg_{air}^{-1}.sec$
k	Energie cinétique turbulente	$m^2.s^{-2}$
K	Perméabilité du milieu poreux	m^2
K_c	Coefficient d'échange par convection	$W.m^{-2}.K^{-1}$

K_L	Coefficient d'échange de chaleur latente	$W.m^{-2}.Pa^{-1}$
K_S	Coefficient d'échange de chaleur sensible	$W.m^{-2}.K^{-1}$
l	Longueur	m
l_m	Longueur de mélange	m
L_v	Chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
LAI	Indice foliaire	$m_{feuille}^2 / m_{sol}^2$
m, n	Constantes	
N	Taux de renouvellement d'air	h^{-1}
Nu	Nombre de Nusselt	
p	Coefficient	
ΔP	Différence de pressions	Pa
q	Production de chaleur interne	$W.m^{-3}$
Pr	Nombre de Prandtl	
Pr_t	Nombre de Prandtl turbulent	
Pr_k	Constante empirique de turbulence	
Pr_ε	Constante empirique de turbulence	
Q_L	Flux de chaleur latente	$W.m^{-2}$
Q_S	Flux de chaleur sensible	$W.m^{-2}$
q	Flux échangé	$W.m^{-2}$
R	Rayonnement solaire	$W.m^{-2}$
Ra	Nombre de Rayleigh	
R_{ge}	Rayonnement global extérieur	$W.m^{-2}$
Rn	Rayonnement net	$W.m^{-2}$
Re	Nombre de Reynolds	
Ri	Nombre de Richardson	
r_a	Résistance aérodynamique	$s.m^{-1}$
r_s	Resistance stomatique	$s.m^{-1}$
r_{smin}	Resistance stomatique minimale	$s.m^{-1}$
r_t	Résistance totale	$s.m^{-1}$
S	Surface	m^2

S_g	Surface au sol	m^2
S_ϕ	Terme source de l'équation de transport	$[\phi].s^{-1}$
T	Température	K
T	Période	s
ΔT	Différence de températures	K
t	Temps	s
u	Vecteur vitesse	$m.s^{-1}$
u_i	Composantes de vitesse	$m.s^{-1}$
$u^* = U_\tau$	Vitesse de frottement	$m.s^{-1}$
V	Volume	m^3
x, y	Variables	m
z	Variable verticale	m
z_o	Paramètre de rugosité	m
w	Vitesse du vent	$m.s^{-1}$

Symboles

grecs

ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
γ	Facteur de conversion	$kg_v / kg_a.Pa$
τ	Vecteur contrainte	$kg.m^{-1}s^{-2}$
τ_o	Contrainte près du sol	$kg.m^{-1}s^{-2}$
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m.s^{-2}$
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
β	Coefficient de dilatation	K^{-1}
β	Coefficient	
α	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
α	Coefficient	
ω	Humidité spécifique	$kg_{eau} / kg_{air sec}$

ϕ	Variable physique	
ϕ	Dissipation visqueuse	W.m^{-3}
ϕ	Flux de chauffage	W.m^{-2}
ψ	Critère de convergence	
ε	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente	$\text{m}^2.\text{s}^{-3}$
ε	Emissivité	
κ	Constante de Von Karman	
δ_{ij}	Delta Kronecker	
δ	Epaisseur de couche limite	m
Γ_ϕ	Coefficient de diffusion	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$

Indices

a	Air
ext	Extérieur
f	Feuille
in	Intérieur
L	Latente
s	Saturante
S	Sensible
g	Global
o	Etat de référence
$()'$	Fluctuation
$\overline{()}$	Moyenne
$()_t$	Turbulent
i,j,k	Indices
$+$	Variable adimensionnelle

Introduction générale

La serre est un abri qui permet de créer un microclimat favorable au bon fonctionnement physiologique de la végétation, elle permet de la protéger des paramètres climatiques externes qui sont parfois néfastes à son développement tels que : le vent, la pluie, la neige, ...

Les paramètres climatiques les plus importants qui influent sur la production de la plante sous serres sont la température, l'humidité et le rayonnement solaire (parfois la présence du CO₂), ces facteurs varient au cours de la journée et ils sont en relation étroite avec ceux à l'extérieur et dépendent des propriétés de la couverture, de la géométrie de la serre et des outils de modification du climat interne (Chauffage, humidification, ...).

Comme ces différents paramètres varient en même temps, ils doivent être optimisés (avoir un seuil) afin d'assurer un bon fonctionnement de la plante.

Pour arriver aux valeurs optimales de ces variables, il faut agir en utilisant les outils de modification du climat interne tels que les systèmes de chauffage et de déshumidification durant la période hivernale et les systèmes d'humidification, de ventilation et les écrans d'ombrage durant les périodes estivales.

Les serres tunnel sont largement exploitées surtout dans la région de la méditerranée car elles sont moins coûteuses et nécessitent peu de maintenance. Ces abris sont efficaces en hiver et au printemps où le rayonnement solaire ne dépasse pas des valeurs critiques correspondantes à la production interne sous serres, par contre ils ne sont plus rentables en été où on a un climat chaud ce qui donne des surchauffes et par conséquent on a un effet direct sur la qualité du produit récolté.

La serre est un système énergétique très complexe où plusieurs types de transferts thermiques et massiques se présentent. Ces échanges sont connus par contre l'interaction entre eux rend l'étude du système à étudier très difficile.

D'après les travaux réalisés dans le système serre, une considération particulière est donnée au transfert thermique par convection par contre l'échange thermique radiatif est généralement négligé or l'effet de ce type de transfert sur le climat interne à la serre est important donc il faut en tenir compte.

La convection est un échange de chaleur entre les différentes parois solides et l'air et le rayonnement thermique se produit par émission des longueurs d'ondes entre les différentes parois ayant des températures différentes. L'interaction entre ces échanges thermiques, le transfert d'humidité ainsi que les échanges carbonés donne le climat interne sous serres.

L'étude et la compréhension du phénomène physique qui prend naissance à l'intérieur d'une serre permettent d'arriver à une bonne maîtrise du climat interne et par conséquent une utilisation rationnelle des outils de gestion des paramètres climatiques internes. Ceci permet d'arriver au bon design des abris serre.

Avec les outils informatiques développés actuellement et les moyens expérimentaux existants, plusieurs modèles de gestion climatique sous serres ont été élaborés. Certains modèles se basent sur des bilans d'énergie établis pour chaque élément de la serre (parois, plante, air,...), ils permettent d'arriver à une optimisation des paramètres climatiques sous serres par calcul d'échanges entre l'intérieur et l'extérieur. Parfois, ces modèles sont limités dans leur utilisation du fait qu'ils ne donnent pas une variation précise des différentes variables dans le temps et dans l'espace.

Les modèles physiques basés sur la résolution numérique des différentes équations de conservation qui expriment les bilans dynamique, thermique et massique et qui permettent de déterminer avec précision la variation temporelle et spatiale de la vitesse de l'air, la température et l'humidité sous serres, nécessitent un bon investissement dans les méthodes numériques utilisées afin d'arriver à des valeurs correctes avec une faible erreur.

Ces modèles requièrent l'utilisation d'un outil de calcul puissant.

Suite aux efforts déployés dans le domaine de la simulation numérique par le développement des logiciels de calculs (CFD) et la puissance actuelle des outils de calcul (ordinateurs, stations,...), ces modèles sont devenus des dispositifs puissants dans la détermination de la distribution climatique sous l'abri serre comme ils permettent aussi de compléter le travail expérimental réalisé dans ce domaine de recherche.

Plusieurs travaux de recherche sur la simulation numérique en faisant appel aux codes de calculs de la mécanique des fluides ont été réalisés dans le but est de déterminer la distribution climatique sous serres pour différentes situations (serres fermées ou ouvertes avec et sans plantes) tout en essayant de valider si possible les résultats déterminés expérimentalement.

Dans plusieurs études de recherche réalisées, un intérêt particulier est donné à l'étude de la convection sous serres typiques (mono chapelle ou multi chapelles) qu'on trouve au nord de l'Europe, par contre les études qui concernent les serres tunnel spécifiques à la région de la méditerranée sont moins nombreuses et dans la plupart des travaux effectués, le transfert thermique par rayonnement est négligé.

Suite à cette constatation, la présente étude a pour objectif de simuler le comportement dynamique et thermique de deux types de serres tunnel fermées vides et en présence de la plante dans le cas de la convection pure et dans le cas de la convection couplée au rayonnement thermique en utilisant le logiciel ANSYS.

Le but de cette étude est d'arriver à déterminer l'hétérogénéité climatique sous serres tunnels dans des conditions plus réalistes, ce qui permet d'avoir une bonne gestion des outils de contrôle et de modification du microclimat et par la suite on peut arriver au bon design des serres agricoles qui permettent d'assurer un environnement adéquat à la production de la plante.

Dans l'étude de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement, la plante est introduite comme milieux poreux et uniquement son effet dynamique sur la circulation d'air est pris en considération.

Notre travail est organisé comme suit :

-Le premier chapitre est réservé à une synthèse bibliographique sur les travaux de recherche réalisés dans ce domaine très vaste.

-Dans le deuxième chapitre, le modèle physique qui décrit avec détails le transfert de chaleur par convection et le transfert de chaleur par convection couplée au rayonnement dans la serre est présenté. Les écoulements à l'intérieur de la serre sont turbulents, le modèle k- ϵ qui

permet de modéliser la turbulence et l'effet de la végétation sur le mouvement d'air sont aussi exposés.

Les différentes équations qui gouvernent le phénomène physique à étudier sont complétées par les conditions aux limites appropriées.

-La résolution analytique des différentes équations est compliquée, pour surmonter cette difficulté, on a fait appel au logiciel de calcul Ansys basé sur la méthode des volumes finis. Dans le troisième chapitre, on exposera brièvement la méthode numérique utilisée par ce logiciel dans la résolution des différentes équations. Il s'agit de la méthode de discrétisation des équations de transport et des différents algorithmes utilisés dans la méthode des volumes finis.

-Les différents résultats obtenus numériquement sont présentés et interprétés dans le dernier chapitre. Ces résultats sont donnés sous forme de champs dynamique et thermique qui permettent de comprendre la structure de l'écoulement et le transfert thermique sous serres.

- Enfin cette étude est achevée par une conclusion générale ou on présente les principaux résultats obtenus. Ce travail doit être complété par d'autres travaux, ce qui est indiqué dans les perspectives.

Chapitre I

Recherche bibliographique

1. Définition de l'abri serre

Une serre est un milieu confiné où plusieurs phénomènes physiques et biologiques sont en interaction entre eux.

Les facteurs climatiques qui influent sur le climat sous serre sont la température, l'humidité, le rayonnement solaire, la vitesse du vent,....

Les effets combinés et créés par ces facteurs peuvent favoriser ou non le développement de la végétation. La température intervient dans la croissance de la plante tandis que l'humidité de l'air et la concentration en CO₂ ont un effet direct sur la transpiration et la photosynthèse du végétal. Le rayonnement solaire est le moteur de la transpiration et il intervient aussi dans la photosynthèse.

Certains matériaux de couverture créent l'effet de serre en laissant pénétrer le rayonnement de courtes longueurs d'ondes (visible) et en s'opposant au rayonnement de grandes longueurs d'ondes (infrarouge), ceci permet de donner une augmentation de la température sous serres.

Un bon contrôle de ces paramètres facilite la croissance et le fonctionnement physiologique de la plante.

Dans la serre, quatre éléments distincts se présentent : le sol, l'air intérieur, les parois et la végétation. Des échanges thermiques et massiques peuvent se présenter entre ces éléments.

L'effet combiné de ces échanges donne naissance à un phénomène physique très complexe difficile à étudier avec précision. Avec l'outil numérique actuel, on peut surmonter cette difficulté en essayant de traiter avec une grande précision le problème physique rencontré. Pour cela, différents modèles sont proposés pour tous les phénomènes qui entrent en jeu.

Le modèle utilisé constitue un système physique fictif, pour lequel les équations générales de la physique prennent une forme relativement simple tout en essayant de se rapprocher des propriétés réelles du système (Haxaire, 1999).

2. Transferts thermiques et massique sous serres

Le microclimat qui se produit à l'intérieur du système serre peut-être considéré comme le résultat des échanges de chaleur et de masse entre le sol, les parois, la plante et l'air intérieure à la serre, il dépend aussi des paramètres externes.

Dans le système serre, on peut rencontrer les trois modes connus de transferts de chaleur qui peuvent s'effectuer :

- Par conduction : Le transfert de chaleur se produit au niveau des corps solides sans mouvement, ceci correspond à la propagation des énergies moléculaires internes qui est due au mouvement des électrons libres ou à la vibration des atomes.
- Par convection : Les transferts de chaleur prennent naissance suite au transport d'énergie dû à un fluide au mouvement.
- Par rayonnement : Les échanges correspondent à un transfert d'énergie par émission des ondes électromagnétiques sans utiliser un support matériel.

Le transfert de masse peut avoir lieu par renouvellement d'air, par transpiration de la plante et par évaporation du sol.

Tous ces échanges sont exprimés par des modèles mathématiques qui nécessitent dans la majorité des cas l'utilisation des méthodes numériques et des outils de calcul à grande puissance si on veut savoir ce qui se passe avec précision à l'intérieur du système serre.

2.1. Les transferts radiatifs

Le rayonnement solaire est considéré comme la source principale d'énergie qui permet le chauffage du globe terrestre et en particulier le système serre.

La quantité du rayonnement qui arrive à notre niveau se situe dans un intervalle spectral compris entre 0.3 et $2.5\mu m$ de longueur d'onde où on peut le diviser par régions spectrales (Boulard, 1996) :

- L'ultraviolet se situe dans l'intervalle de longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 0.4 μm . Ce type de longueurs d'onde est d'un pourcentage très faible par rapport l'énergie totale.
- Le visible se situe dans l'intervalle de longueur d'onde défini de 0.4 à 0.8 μm . Son pourcentage est de l'ordre de 45% par rapport à l'énergie totale.
- L'infrarouge se situe dans l'intervalle de longueur d'onde allant de 0.8 et 2.5 μm . Son pourcentage est grand par rapport aux deux premiers types, il est de l'ordre de 55% de l'énergie totale (Haxaire, 1999).

Tout corps dans un état ou sa température est supérieure à zéro absolu émet de l'énergie à sa surface qui se traduit par des oscillations rapides du champ électromagnétique, si un corps l'intercepte, il l'absorbe et il s'échauffe.

L'énergie qui arrive à une surface d'un corps est composée d'une partie absorbée, d'une partie réfléchie et d'une partie transmise. L'absorption, la transmission et la réflexion d'un corps dépendent des longueurs d'ondes reçues. La somme des fractions d'énergie absorbée, réfléchie et transmise est égale à l'unité (Ould Khaoua, 2006). Ces types de rayonnement en interaction avec la plante donnent un mécanisme très compliqué.

La totalité du flux d'énergie solaire peut se situer dans le domaine de longueur d'onde compris entre 0.15 et 4.0 μm alors que celui de la surface terrestre est situé dans un autre domaine (Boulard, 1996).

Il existe deux types de longueurs d'ondes : les courtes et les grandes longueurs d'ondes.

Le bilan radiatif au niveau des différents corps terrestres est la somme algébrique des échanges radiatifs de courtes (le rayonnement proche de l'ultra-violet et le visible) et de grandes longueurs d'ondes (le rayonnement infrarouge).

a) Les transferts radiatifs de courte longueur d'onde

La paroi de la serre est fabriquée de telle sorte qu'elle fait pénétrer une grande partie du rayonnement solaire, cette partie intervient dans la photosynthèse et le chauffage de l'abris serre. La fraction du rayonnement solaire transmise correspond au visible donc elle est située dans l'intervalle [0.4, 0.8 μm]. La quantité du rayonnement solaire extérieur transmis à l'intérieur de la serre est de l'ordre de 60%, l'autre quantité est absorbée ou réfléchie par les différentes parois.

Pour le rayonnement transmis à l'intérieur de la serre, une grande partie arrive au niveau de la végétation surtout lorsqu'il s'agit d'une culture très développée, une partie négligeable contribue à la photosynthèse et une autre quantité qui est dans certaines situations non négligeable est réfléchi.

Plusieurs auteurs ont étudié avec intérêt considérable ces échanges radiatifs surtout ceux de courte longueur d'ondes, parmi ces études, on peut citer les travaux de Nisen, 1969 ; Nisen et Dogniaux, 1975.

Pour cela, plusieurs modèles ont été élaborés pour tenir compte de ces transferts (Boulard et Baille, 1993).

Le rayonnement solaire qui parvient sur un couvert végétal dépend de la géométrie de celui-ci et de ses différentes propriétés, il est composé d'une partie qui vient du sol, donc les propriétés du sol influent d'une façon significative sur ce rayonnement. Le rayonnement à l'intérieur de la serre peut varier d'une zone à une autre suite à plusieurs paramètres tels que la période de la journée, l'ombre des surfaces, l'état du ciel, l'humidité extérieure, ...

Stanhill et al (1973) ont étudié la répartition du rayonnement solaire sous serre pour une culture de rosier, il sont remarqué que :

- La proportion du rayonnement diffus est plus importante sous serre qu'à l'extérieur suite au climat existant,
- La position des cultures en rangées rend l'étude du rayonnement très difficile par rapport à celles occupant la totalité de la surface du sol de la serre.
- La journée de l'année a un effet sur la transmission du rayonnement sous serre vu la variation de plusieurs paramètres (position du soleil, état du ciel,...).

Pour une culture de rosiers bien développée, le pourcentage du rayonnement solaire qui arrive au sommet du végétal et qui est réfléchi est de l'ordre de 20% (Stanhill et al 1973).

Wang et Boulard (2000) ont établi un modèle permettant de déterminer la répartition spatiale du rayonnement à la surface du sol sous serre tunnel pour différentes orientations et pour différentes périodes de l'année. Dans cette étude, ils ont tenu compte de plusieurs paramètres tels que la position du soleil, l'état du ciel, la géométrie du couvert, les ouvertures, la présence des différents types de structure et en enfin la répartition du rayonnement incident en rayonnement direct et diffus.

b) Les transferts radiatifs de grande longueur d'onde (infrarouge)

Dans ce cas, les transferts de chaleur par rayonnement à l'intérieur du système serre peuvent avoir lieu entre les différentes surfaces, le sol, la végétation et l'extérieur.

La couverture de la serre doit être conçue de telle sorte que le matériau choisi laisse pénétrer le maximum du rayonnement solaire dans le domaine du visible et s'oppose (opaque) au rayonnement dans l'infrarouge afin d'arriver à assurer l'effet de serre (Monteil, 1985). Le type du matériau de couverture a une influence directe sur le rayonnement infrarouge qui arrive au niveau de la serre.

Le rayonnement infrarouge est d'autant bloqué par le matériau de couverture, si ce dernier est opaque. Le rayonnement solaire qui arrive à l'intérieur de la serre chauffe le sol, les parois, les différentes structures et la végétation qui peuvent à leur tour émettre du rayonnement thermique, si ce rayonnement est dans l'infrarouge, il sera bloqué par la couverture.

Plusieurs études détaillées des échanges radiatifs ou sur la simulation du rayonnement solaire sous serres ont été réalisées et plusieurs modèles ont été proposés (Monteil, 1985 ; Kimball, 1986).

2.2. La conduction

Les transferts de chaleur par conduction peuvent avoir lieu dans les corps solides et en particulier dans le sol et le long des parois. Comme les épaisseurs des parois sont très faibles, on peut négliger ces transferts ou on peut les intégrer dans un coefficient d'échange global. Dans certaines situations, on peut les considérer comme stationnaires (Jolliet, 1988 ; Issanchou, 1991 ; Kittas, 1994). Comme le sol n'est pas homogène verticalement, on peut le considérer comme un ensemble de couches juxtaposées et homogènes et le transfert de chaleur peut être supposé comme transitoire et dans ce cas, la loi de Fourier peut être appliquée à chaque couche. Les propriétés physiques du sol peuvent varier dans le temps et dans l'espace, ceci donne des difficultés dans l'utilisation des modèles qui régissent le transfert thermique considéré, donc on fait appel aux méthodes numériques dans la résolution des différentes équations (Deltour, 1985;Kimball, 1986).

D'autres travaux de recherche sont basés sur le chauffage du sol et le stockage de chaleur par tuyaux enterrés. Dans ces études, les lois de transfert de chaleur et les méthodes numériques dans le cas bidimensionnel sont appliquées vu leur utilisation facile par contre les transferts couplés de chaleur et de masse (humidité du sol) ne sont pas pris en compte (Boulard, 1996).

2.3. La convection

Les transferts thermiques et massiques (humidité et CO₂) entre les parois, le sol, la plante et l'air en mouvement sont considérés dans la majorité des cas de type convectif. La convection est le mécanisme le plus dominant sous serre, elle est due essentiellement au mouvement du fluide.

Quel que soit le régime d'écoulement, une couche limite dynamique se développe proche des parois, son épaisseur est fonction de la nature du fluide, de la rugosité de la paroi, de la vitesse du fluide et de la température. De même proche de ces surfaces, une couche limite thermique se développe.

Dans la zone de couche limite, des gradients importants de vitesse et de température se présentent.

Le transfert de convection est caractérisé par trois types d'échange de chaleur : libre, forcée ou mixte.

La présence de ces types sous serre dépend du climat extérieur, des conditions de ventilation, du type de serre, de son état (ouverte, fermée, vide ou en présence de la plante) (Baille et Boulard, 1989).

a) Convection libre

La convection est dite libre lorsque le mouvement du fluide est dû à la différence de densités due à la différence de températures qui existent dans le milieu considéré. Au cours de la journée, le sol s'échauffe car il reçoit du rayonnement solaire, une particule d'air en contact avec celui-ci s'échauffe aussi, elle monte et la particule froide descend pour s'échauffer à son tour et le processus se poursuit.

Ce mode de transfert ne fait intervenir que les forces de flottabilité et la convection libre est alors qualifiée de convection naturelle. Le transfert de chaleur par convection libre intervient si la serre est complètement fermée (pas de renouvellement d'air).

b) Convection forcée

La convection est dite forcée lorsque le mouvement du fluide est le résultat d'une action extérieure. Dans l'étude des serres, cette action est due au vent qui est le résultat d'un gradient de pression. Le fluide échange de la chaleur avec les parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences de températures (Haxaire, 1999).

Dans les situations de bonne ventilation, c'est la convection forcée qui domine.

c) Convection mixte

Ce type d'échange thermique peut être rencontré dans les situations réelles où on se trouve avec des vitesses faibles du vent. Dans cette situation, le transfert thermique est dû aux effets de la vitesse du vent et aux gradients verticaux de température. Les échanges de chaleur et de masse sont le résultat de l'interaction entre la convection libre et la convection forcée.

Dans le cas d'une hypothèse d'un climat homogène sous serres, plusieurs auteurs ont déterminé les coefficients d'échange entre des surfaces simples comme le cas des plaques planes et l'air pour des vitesses moyennes ou des gradients de température moyens entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Ces coefficients sont calculés à partir des corrélations déduites de l'analyse dimensionnelle (Kimball, 1986 ; Issanchou, 1991). Pour le couvert végétal, on utilise en général des coefficients déterminés à partir des formes connues de surfaces, après ajustement des résultats obtenus avec des données expérimentales acquises sur des maquettes de feuilles (Stanghellini, 1987).

3. Écoulement en milieu poreux

Pour arriver à comprendre les phénomènes physiques qui prennent naissance à l'intérieur d'une serre, il est nécessaire d'arriver à modéliser avec précision toutes les variables transportées. Pour cela, il faut établir les différents bilans de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de transport de la vapeur d'eau. Ces bilans peuvent être complétés par d'autres qui expriment le transport du CO₂ et des spores (pollen par exemple). Pour arriver à une étude complète, il faut introduire le végétal pour voir son effet sur le climat interne.

Pour avoir une précision meilleure et faciliter la tâche dans la compréhension de l'interaction du végétal avec son environnement, il est utile de travailler à l'échelle d'une feuille.

Si on introduit le couvert végétal à échelle réelle dans les différentes équations de bilan, on rend la tâche très compliquée, pour surmonter cette difficulté, Boulard et al (2002) ont proposé de considérer la végétation comme un milieu poreux et les différents paramètres qui interviennent dans ce modèle sont déterminés expérimentalement.

Pour caractériser un écoulement d'un fluide monophasique dans un milieu poreux homogène, on applique la loi de Darcy. Cette loi relie la perméabilité K , la vitesse moyenne u à travers les pores avec le gradient de pression mesuré le long du système comme suit :

$$gradP = -\frac{\mu}{K}u \quad (1.1)$$

μ est la viscosité dynamique et p est la pression.

La perméabilité K ne dépend pas de la nature du fluide, elle dépend uniquement de la géométrie du milieu poreux. Ce coefficient est appelé perméabilité intrinsèque du milieu.

La loi de Darcy est utilisée pour un écoulement d'un fluide isotherme se déplaçant avec une vitesse faible sous l'action d'un gradient de pression. Cette équation est valable pour un nombre de Reynolds inférieur à l'unité c.à.d. quand les grandeurs des termes d'inertie sont faibles à celles des termes visqueux. Ce nombre adimensionnel de Reynolds est donné par l'expression suivante :

$$Re_p = \frac{\rho u}{\mu} \sqrt{K} \quad (1.2)$$

Où ρ est la masse volumique du fluide.

Pour des valeurs très grandes de ce nombre, il a été démontré expérimentalement l'existence d'un régime d'écoulement non linéaire et un terme quadratique de la vitesse de l'écoulement du fluide est ajouté à l'équation de Darcy : C'est l'équation de Darcy –Forcheimer (Haxaire, 1999) :

Donc l'équation de Darcy devient :

$$gradP = -\frac{\mu}{K}u - \frac{c_F}{\sqrt{K}}\rho uu \quad (1.3)$$

c_F est un facteur adimensionnel dépendant de la nature du milieu poreux, appelé facteur inertiel ou coefficient de perte de charge non linéaire.

En résumé, le couvert végétal est simulé en utilisant l'approche milieu poreux et les différents paramètres qui interviennent dans l'équation de Darcy-Forcheimer sont déterminés expérimentalement.

4. Évaluation du flux convectif

La convection est le transfert de chaleur le plus dominant sous serres. Ce type d'échange se produit entre les différentes surfaces, la végétation et l'air intérieur. Le transfert thermique par convection peut avoir lieu aussi entre les parois et l'extérieur.

Dans le cas général, le transfert de chaleur par convection est la combinaison de la convection forcée (due à la vitesse du vent) et aux forces de flottabilités dues à la différence de températures entre les différentes surfaces.

Ces deux types d'échanges thermiques dépendent essentiellement des conditions climatiques extérieures, de la forme de la serre, de l'existence ou non de la ventilation, de l'état de serre,.. Dans le cas d'une serre ayant des ouvrants qui permettent une bonne aération, la convection forcée est dominante par contre dans le cas d'une serre fermée ou on se trouve avec des vitesses d'air très faibles, la convection naturelle est dominante.

En convection, la grande difficulté se situe dans la détermination du coefficient d'échange convectif qui dépend des caractéristiques du fluide, de la nature d'écoulement, des températures et de la surface d'échange.

La quantité de chaleur échangée par unité de surface considérée est proportionnelle à la différence de températures entre celle de la paroi en considération et celle de l'air, cette proportionnalité se traduit par un coefficient d'échange convectif qui a une expression bien déterminée pour chaque type de convection.

Le coefficient d'échange par convection h_c est généralement déterminé expérimentalement à partir des corrélations. Dans le cas de la convection, l'expression de la densité de flux q est donnée par :

$$q = h_c \Delta T \quad (1.5)$$

4.1. Détermination du coefficient convectif

Le coefficient du transfert par convection h_c dépend du type de la convection et de la nature d'écoulement (laminaire ou turbulent). Ce coefficient peut être calculé à partir d'un nombre adimensionnel qui exprime le rapport de l'échange par convection à celui par conduction : C'est le nombre de Nusselt qui est défini par :

$$Nu = \frac{h_c L}{\lambda} \quad (1.6)$$

Où Nu est le nombre de Nusselt, L est une longueur caractéristique de surface considérée et λ est la conductivité thermique de l'air.

En convection libre, le mouvement du fluide est le résultat de la différence de densités due à une différence de températures, le coefficient de transfert convectif peut être calculé à partir d'une corrélation qui donne le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grashof (Gr) et

du nombre de Prandtl (Pr). Ces deux nombres adimensionnels peuvent être regroupés dans un seul nombre adimensionnel qui est le nombre de Rayleigh ($Ra=Gr.Pr$) (Kittas, 1980 ; Issanchou, 1991) :

$$Nu = \alpha (Gr Pr)^\beta \quad (1.7)$$

Où α et β sont des constantes qui dépendent de la surface choisie et du type d'écoulement.

En convection forcée, le nombre de Nu est calculé à partir d'une corrélation ou on trouve cette fois ci les nombres adimensionnels Reynolds (Re) et Prandtl (Pr) (Monteith, 1973) :

$$Nu = \alpha' (Re^p Pr^m) \quad (1.8)$$

Où α' , p et m sont des constantes qui dépendent de la surface et du type d'écoulement.

Le coefficient d'échange par convection entre une paroi et l'air dépend de la vitesse du vent, il varie suivant une loi linéaire (Takakura et al, 1971 ; Bot 1983) ou exponentielle (Papadakis et al, 1994). Dans le cas d'une serre ouverte, c'est le cas d'échange thermique par convection forcée entre l'intérieur et l'extérieur qui est important, ceci a été étudié par plusieurs auteurs (Boulard et al, 1997 ; Wang, 1998).

Dans la convection mixte, l'étude peut être réalisée par une combinaison des deux types de convection décrits ci-dessus (Kimball, 1986 ; Issanchou, 1991).

Les coefficients d'échange convectif sont toujours plus importants en régime turbulent.

Pour le cas de la plaque plane horizontale, l'expression des différentes constantes utilisées dans les corrélations du nombre de Nusselt sont données dans le tableau ci-dessous en fonction du type d'écoulement et du mode d'échange convectif (Monteith 1973 ; Campbell, 1977).

Mode de convection	Écoulement laminaire	Écoulement turbulent
Convection libre	$Nu = 0.54(Gr Pr)^{1/4}$	$Nu = 0.14(Gr Pr)^{1/3}$
Convection forcée	$Nu = 0.67 Re^{1/2} Pr^{1/3}$	$Nu = 0.036 Re^{4/5} Pr^{1/3}$

Tableau 1.1 : Expression du Nombre de Nusselt le long d'une plaque plane.

Pour faire la différence entre les deux modes de transfert par convection en écoulement laminaire ou en écoulement turbulent, il faut introduire un critère. Ce critère est basé sur le nombre de Richardson Ri .

Si Re^2 est beaucoup plus grand que Gr , les forces de flottabilité sont négligeables et la convection forcée est dominante tandis que dans le cas inverse la convection libre est dominante.

Les valeurs critiques de Ri sont indiquées dans le tableau (1.2) pour les plaques planes horizontales semblables aux couches de la toiture, sol et de la végétation. Le régime d'écoulement laminaire ou turbulent est basé sur le nombre de Grashof en convection libre et le nombre de Reynolds en convection forcée.

Le choix du critère	Mode de convection	Écoulement laminaire	Écoulement turbulent
Critère général $Ri = \frac{Gr}{Re^2} < 0.1$	Convection forcée	$Re < 5 \times 10^4$	$Re > 5 \times 10^4$
Critère pour 20° C d'air $\frac{L\Delta T}{U^2} < 3$		$UL < 0.75$	$UL > 0.75$
Critère général $Ri = \frac{Gr}{Re^2} > 16$	Convection libre	$Gr < 10^8$	$Gr > 10^8$
Critère pour 20° C d'air $\frac{L\Delta T}{U^2} > 484$		$L^3\Delta T < 0.63$	$L^3\Delta T > 0.63$

Tableau 1.2 : Critère de type de convection
D'après Monteith (1973) et Campbell (1977).

Le tableau 1.2 peut faciliter la détermination du coefficient d'échange par convection entre l'air et les différentes surfaces telles que les parois, le sol et la végétation, une fois le mode de convection et le régime d'écoulement sont identifiés.

5. Distribution du climat sous serre

La serre agit fortement sur les conditions climatiques internes, ou on peut facilement constater que par rapport à l'extérieur la vitesse de l'air interne sous serre diminue tandis que sa température augmente (effet de serre) et le rayonnement solaire interne diminue du fait de la transmission de la couverture. L'humidité interne augmente suite à la présence de la transpiration de la plante et de l'évapotranspiration du sol. Donc la serre modifie fortement les

conditions climatiques en créant un microclimat dont l'objectif principal est de contrôler les différentes variables et en essayant de les ajuster aux besoins de la plante.

A l'intérieur d'une serre, on se trouve avec une grande hétérogénéité climatique qui a une influence directe sur le développement de la plante, par contre avec l'utilisation des outils internes de modification du climat (chauffage, humidification, écran d'ombrage, système d'arrosage, ...), on peut arriver à modifier ce climat pour essayer de répondre à la demande de la plante (température, humidité, rayonnement, ...) en temps réel (Kempes et al, 2000). La compréhension des phénomènes physiques qui se produisent à l'intérieur de la serre peut aider à prendre décision concernant les paramètres climatiques qu'il faut assurer à l'intérieur de l'abris serre et par conséquent arriver à avoir un bon design (géométrie, position de outils de modification du climat,...). Ceci peut être réalisé facilement par modélisation des transferts internes sous serres (Boulard et Wang, 2000).

Les paramètres climatiques qui sont très variables sous serres, ont un effet considérable sur l'activité physiologique de la plante notamment sur la transpiration, la photosynthèse et les échanges thermiques (radiatifs et convectifs). Les échanges massiques agissent d'une façon très significative dans cette hétérogénéité qui peut changer d'une serre à une autre.

6. Mesure des paramètres climatiques

6.1. Taux d'aération

Les premiers tests de mesures qui donnent les modèles de circulation d'air sous serres, ont été fondés sur l'utilisation des fumées qui montrent des différences dans le mouvement d'air dans des différentes zones. Pour cette méthode de mesure, ces résultats étaient simplement qualitatifs et ne permettent pas une bonne comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux simulés.

L'utilisation des gaz traceurs permet de mesurer le taux d'aération en injectant un gaz de concentration donnée et on suit sa concentration dans le temps. Par un bilan massique du gaz injecté on détermine le taux de ventilation (Fernandez et Bailey, 1992 ; Boulard et Draoui, 1995).

6.2. Vitesse et direction du vent

La mesure de la vitesse du vent se fait par l'emploi d'un anémomètre à coupelles (Boulard et al, 1998 ; Ould Khaoua et al, 2006), cet anémomètre est muni d'une girouette indiquant la direction du vent.

6.3. Mesure des paramètres d'écoulement

Plusieurs techniques peuvent être utilisées pour mesurer les paramètres d'écoulements sous serres :

-Anémométrie à fil chaud est utilisé pour mesurer la vitesse d'écoulement en comparant les écarts de températures existants amont et aval de l'écoulement. Cette technique a été utilisée par Haxaire et al (1998).

- Anémomètre sonique permet de mesurer le temps mis par un ultrason pour aller d'un point à un autre. L'air est le support de l'ultrason, la vitesse du signal est corrélée à la vitesse de déplacement de l'air. Cette technique de mesure permet de caractériser le champ de vitesse d'une façon très fine que celle de l'anémomètre à fil chaud (Haxaire et al, 1998).

- Anémométrie laser Doppler, cette méthode est peu intrusive, car seules les particules de fumée injectées dans l'écoulement constituent une intrusion dont les effets de l'écoulement sont négligeables. Dans le principe, un faisceau laser illumine des particulesensemencées et transportées par l'air à travers ce faisceau. Cette technique permet ainsi d'accéder à une cartographie bidimensionnelle du champ de vitesses et donc de décrire aisément un écoulement tridimensionnel en effectuant des mesures dans plusieurs sections (Haxaire, 1999).

6.4. Mesures de températures et d'humidité

La température et l'humidité de l'air peuvent être déterminées expérimentalement par des psychromètres ventilés.

C'est la technique de mesure la plus répandue dans une serre. Le principe de cette mesure est de déterminer la température par deux sondes platine logées dans une tuyère ventilée mécaniquement afin d'éviter l'effet du rayonnement solaire.

La température peut être aussi déterminée par des thermocouples différentiels associés à une sonde platine.

6.5. Mesure du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire dans le domaine spectral allant de 0.3 jusqu'à 3.0 μm qui arrive à la surface du sol peut être mesuré par des pyranomètres placés au sol à l'intérieur ou à l'extérieur de la serre.

7. Mouvement d'air dans les serres

Dans une serre fermée, la convection naturelle est le mode d'échange le plus important et les forces de flottabilité sont la source. Par contre pour une serre ouverte, les forces extérieures dues au vent associées aux forces de flottabilité sont la cause de la convection mixte.

Dans certaines situations, la vitesse du vent à l'extérieur est très grande par rapport à celle de l'air intérieur et par conséquent l'écoulement interne à la serre ouverte est dû à la convection forcée. Le système serre peut aussi être considéré comme un système de protection des cultures des conditions climatiques externes surtout dans le cas où les vitesses du vent sont très importantes, celles-ci peuvent influencer sur la plante surtout lorsqu'elles dépassent une vitesse supérieure à 0.5 m/s (Day et Bailey, 1999).

Cependant, il est nécessaire d'assurer un mouvement d'air afin de favoriser les différents échanges.

La circulation d'air peut avoir lieu suite à deux forces :

- Les forces de flottabilité correspondantes à la poussée d'Archimède.
- Les forces dues au vent ou aux ventilateurs

Plusieurs chercheurs ont étudié la convection sous serres et parmi les premiers qui se sont intéressés à ce genre d'étude, on trouve Nara (1979). Il a étudié le transfert par convection dans une serre mono chapelle avec une différence de températures mesurée entre le sol et le toit, il a constaté que pour un écoulement laminaire, stationnaire ou la chapelle est approximativement carrée, deux cellules symétriques d'écoulement d'air qui apparaissent. Cet auteur a observé une seule cellule convective dans le cas où la condition aux limites au sol exprimée sous forme de température a été remplacée par une condition de flux.

Dans son travail de caractérisation du modèle de serre avec un prototype dans des conditions expérimentales semblables et avec un flux de chauffage imposé au sol, Lamrani (1997) a constaté que le régime d'écoulement est turbulent (ce qui est vrai pour les serres en vraie grandeur) et que le mouvement d'air est caractérisé par une seule boucle occupant la majorité du domaine avec des vitesses élevées au niveau du sol et du toit. La température est constante presque dans tout le domaine d'étude sauf dans les 5cm au-dessus du sol et 25 cm au-dessous du toit ou des gradients de température sont constatés.

Plusieurs études de chauffage des serres ont été réalisées et parmi ces études, on trouve celle de Roy et al (2000) qui a étudié le chauffage par tubes dans une serre mono chapelle d'échelle réduite à la moitié en utilisant le système PIV, les résultats obtenus sont semblables à ceux

obtenus dans le cas d'un plancher chauffé (Boulard et al, 1997). Dans ces travaux, il a été constaté une hétérogénéité verticale dans les paramètres climatiques.

8. Étude des écoulements d'air dans des serres ouvertes

8.1. Écoulement d'air dans une serre mono chapelle

Dans la littérature, on trouve plusieurs études réalisées sur la ventilation naturelle des serres. Boulard et al, (1998) ont étudié la ventilation d'une serre maquette munie d'ouvrants, cette serre a été utilisée initialement par Lamrani (1997). Ils ont constaté que dans chaque section transversale, il y a apparition d'une seule boucle convective pour un ou deux ouvrants localisés au toit soit pour un plancher chauffé ou pour le cas du chauffage en tubes, ce résultat est aussi constaté dans le cas des serres fermées.

Dans cette situation, les gradients thermiques se localisent à une distance de 5 à 6 cm proche des parois tandis que les gradients dynamiques sont étalés sur une distance de 50 cm. Au niveau des ouvrants la vitesse d'entrée est importante par rapport à celle de sortie.

8.2. Effet du vent sur le climat sous serre

L'effet du vent sur le climat sous serre mono chapelle ouverte a été analysé dans plusieurs études. Sase et al (1984) ont étudié l'effet du vent sur une serre maquette ouverte d'échelle 1/10 équipée de ventilateurs permettant à l'air de rentrer. Pour des vitesses relativement supérieures (1m/s à 2m/s), il a été constaté que l'effet du vent est affecté par la configuration des ventilateurs par lesquels l'air rentre.

Cet auteur a constaté que les températures sont importantes dans les endroits proches des parois exposées au vent par contre elles sont moins élevées dans les endroits proches des parois non exposées au vent.

Pour une ventilation meilleure, Boulard et al (1997) ont proposé une entrée d'air côté des parois non exposées au vent et une sortie du côté des parois exposées au vent.

Okushima et al (1998) ont établi des modèles de flux d'air obtenus par effet du vent sur des serres du type venlo multi chapelles en utilisant la technique de visualisation du type PIV dans des expériences réalisées en soufflerie.

Les résultats obtenus montrent des flux d'air très complexes avec des échanges significatifs par les ventilateurs placés du côté du vent et des échanges moins importants au côté des ouvrants non exposés au vent.

Les premiers essais ayant pour objectif de déterminer la circulation d'air et la variation de température ont été réalisés en utilisant des anémomètres soniques placés dans des ouvrants d'une serre bi chapelles en vraie grandeur (Boulard et al 1996).

Dans la même serre, Wang et al (1999) ont mesuré la vitesse de l'air au niveau de la végétation et ils ont montré que cette vitesse est proportionnelle à la vitesse extérieure du vent et à la surface de l'ouvrant.

8.3. Circulation d'air sous serres cultivées

Plusieurs travaux ont été consacrés à l'étude de l'effet de la végétation sur la circulation d'air ou on trouve par exemple le travail de Sase (1989) qui a étudié l'effet de l'arrangement de la tomate sur le mouvement d'air. Dans le cas où les ouvrants sont installés au toit et aux côtés d'une serre, il a été constaté que le coefficient du vent parallèle à la rangée était deux fois plus grand que celui perpendiculaire à la rangée.

Pour le cas où on a la présence uniquement des ouvrants de côté, le coefficient de vitesse a une valeur significative et il n'est pas fonction ni de la direction de la rangée ni de la direction du vent.

Pour le cas d'une serre équipée des ouvrants au toit et en présence des plantes de tomates murs, des valeurs semblables du coefficient de la vitesse ont été trouvées par Wang et al, 1999.

Dans leur travail de recherche, Roy et al (2000) ont démontré que la présence des plants de tomates murs à l'intérieur d'une serre ne changent pas le modèle d'écoulement par contre, ils diminuent la turbulence de l'écoulement à l'intérieur de la serre (obstacle).

La présence des plantes à l'intérieur de la serre joue le même rôle qu'un milieu poreux qui tend à diminuer la pression à l'intérieur du volume de la serre. Ceci est confirmé par des études réalisées par Aubinet et Deltour (1994).

9. Les sources du transfert de masse

9.1. Évapotranspiration et transpiration de la plante

L'évaporation est un phénomène physique qui nécessite de l'énergie pour passer de l'état liquide à l'état gazeux.

La transpiration d'une plante permet d'extraire de l'eau du sol qui circule le long des tiges et de l'échanger dans l'air sous forme de vapeur d'eau à travers les stomates. Cette

transformation de l'eau de l'état liquide à l'état gazeux est suivie d'une consommation importante d'énergie (chaleur latente de vaporisation de l'eau, $L_v = 2,45 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$ à 20° C).

L'évapotranspiration est définie comme la somme de la transpiration de la plante et de l'évaporation de l'eau du sol et des surfaces d'eau libre. Elle est fonction de la disponibilité en eau au niveau d'une culture. Les transferts de vapeur d'eau des couverts végétaux vers l'environnement qui les entoure sont fonction essentiellement de l'humidité de l'air atmosphérique (déficit de saturation), de sa température et du rayonnement solaire.

Plusieurs études de l'évapotranspiration ont été réalisées et plusieurs modèles ont été proposés en particulier pour le cas de l'évapotranspiration de la tomate (Stanghellini, 1987 ; Jolliet, 1988 ; Boulard et al, 1991) et de la rose (Baille et al, 1991 et 1994) sous serres.

D'autres modèles statistiques ont été établis par Boulard et al (1991) et Baille et al (1994) pour la transpiration du végétal en essayant de relier celle-ci aux paramètres climatiques importants tels que le rayonnement solaire et le déficit de saturation.

Les modèles de transpiration utilisés en ce moment, supposent que la transpiration obéit à la loi de Fick équivalente à celle de la diffusion de la chaleur ou le transfert de masse est proportionnel au déficit de saturation (différence d'humidités entre la surface de la feuille de la plante et celle de l'air).

Dans ce type de transfert, la résistance totale de la plante est modélisée par deux résistances en série (Haxaire, 1999) :

- Une résistance aérodynamique r_a située dans la couche limite proche de la feuille et qui correspond à la diffusion de la vapeur d'eau.
- Une résistance stomatique foliaire r_s (résistance interne) entre les cavités sub-stomatiques et la surface des feuilles.

La modélisation de la transpiration nécessite la connaissance de la température de surface de la feuille qui est un paramètre difficile à mesurer. Pour surmonter le calcul de ce paramètre Penman (1948) et Monteith (1973), ont proposé une méthode combinatoire qui permet de la déterminer en fonction du rayonnement solaire et du déficit de saturation (Haxaire, 1999).

Monteith a supposé que le couvert soit semblable à une grande feuille évaporante située à un niveau fictif et possédant les valeurs moyennes des feuilles du couvert. C'est ce qu'on appelle le concept de "big leaf".

Malgré cette simplification, ce modèle était la base pour la détermination de plusieurs modèles de transpiration pour plusieurs cultures : Le rosier (Baille, 1990), la tomate (Haxaire, 1999). Ces modèles sont rendus par la suite fonctionnels en les intégrant dans les ordinateurs de serres pour la gestion de l'irrigation au cours de la journée.

La transpiration permet le refroidissement des organes transpirants (surface de la feuille), c'est par ce mécanisme que la plante régule sa température au cours de la journée par rapport à la variation du rayonnement solaire reçu à sa surface.

Plusieurs études sur les transferts thermiques et les échanges de vapeur ont été réalisées dans des serres ouvertes et fermées, on peut citer :

-Kempes et al (2000) ont étudié l'effet de l'emplacement du système de chauffage sur la variation de la température et de la transpiration de la plante.

-Zhao et al (2001) ont constaté des forts gradients verticaux de la température de l'air et d'humidité dus au rayonnement solaire qui arrive au niveau des plantes. Ces gradients diminuent quand la serre est ouverte.

Dans le cas où les ouvrants sont situés au toit et aux côtés, les gradients de température et d'humidité sont importants que dans le cas où on a uniquement des ouvrants situés au toit (Boulard et al, 2002). Ces gradients sont négligeables dans le cas des petites plantes.

9.2. Condensation

La condensation est le phénomène inverse de l'évaporation, le fluide change d'état pour passer de l'état gazeux à l'état liquide avec dégagement de chaleur. La condensation se traduit par une augmentation de la température de la paroi recevant la vapeur d'eau. La condensation intervient surtout quand il fait froid, la compréhension de ce phénomène est importante surtout si on veut limiter la formation des gouttes d'eau libre sur les feuilles du végétal, car ceci favorise le développement de certaines maladies fongiques comme le Botrytis et donne naissance à certains insectes telles que les araignées. D'autre part, la condensation de la vapeur d'eau sur les parois de la serre permet une perte dans la lumière et par conséquent elle a un effet direct sur la photosynthèse.

10. Écoulement d'air le long des filets anti-insectes et des écrans d'ombrage

Les filets anti insectes et des écrans d'ombrage présentent un rôle très important dans la protection de la plante et dans la modification du climat interne à une serre. L'emplacement des filets anti insectes se fait au niveau des ouvrants de la serre pour éviter le passage des insectes vers l'intérieur surtout le cas de la mouche blanche qui est considérée comme vecteur des maladies. Les écrans d'ombrage sont utilisés dans le cas des périodes où le rayonnement solaire est très intense, ils permettent de réfléchir ce dernier pour éviter la surchauffe des serres.

L'utilisation des écrans d'ombrage et des filets anti-insectes présentent un avantage dans la protection de la serre mais d'un autre côté, ils modifient le climat interne des systèmes serres car ils font varier l'humidité, la température et le rayonnement solaire donc il faut chercher un optimal de ces paramètres lors de l'utilisation de ces outils.

Quand l'air en mouvement passe le long de ces écrans, une force est exercée sur lui de telle sorte que la pression statique réduise la circulation d'air (Fatnassi, 2001).

Ces forces exercées doivent être évaluées pour arriver à savoir les caractéristiques optimales qui rentrent dans la conception de ces écrans et des outils d'aération.

Kosmos et al (1993) ont mesuré la différence de pression à travers ces différents éléments pour une variation des vitesses d'air de 0.05 à 1.7ms^{-1} . Ils ont conclu que pour un faible nombre de Reynolds ($Re \sim 100$), la différence de pression varie avec la direction de la vitesse d'air selon une loi bien définie.

Miguel et al (1998) ont traité un modèle avec un terme quadratique et un terme linéaire u , pour tenir compte du cas où la vitesse d'air devient faible.

$$\Delta P = a_1 u^2 + a_2 u \quad (1.9)$$

Les valeurs des coefficients a_1 et a_2 ont été calculées en faisant des comparaisons entre les valeurs expérimentales et théoriques des différences de pression en fonction de la vitesse d'air pour les différents écrans et filets anti-insectes utilisés.

11. Utilisation des codes de calcul

Les codes de calcul sont utilisés depuis un bon moment dans la détermination des paramètres climatiques et la circulation d'air sous serre. Dans la résolution des différentes équations, ces

codes sont en général basés sur la méthode des volumes finis en utilisant par exemple des algorithmes du type SIMPER (Patankar, 1980) ou PISO (Issa, 1985) pour le couplage pression-vitesse.

Ces logiciels deviennent de plus en plus des outils puissants qui permettent de déterminer avec précision la variation du climat sous serre et son interaction avec le végétal ainsi que la distribution de la solution nutritive dans les substrats de culture en tenant compte de la consommation de la plante qui est en relation étroite avec les variables climatiques de son environnement. Ces codes permettent aussi de déterminer l'interaction du système serre avec l'extérieur. Le premier travail réalisé en utilisant les techniques CFD était celui de Nara (1979), il s'agit d'un travail simple qui s'intéresse au comportement d'une petite serre, ensuite d'autres travaux plus compliqués ont été publiés en s'intéressant à des situations plus complexes proches de la réalité. Actuellement des travaux de recherche sont réalisés en utilisant les techniques CFD tout en essayant de déterminer la distribution climatique sous serre mono ou multi chapelles ouvertes ou fermées avec et sans plantes en vraies grandeurs en tenant compte de leur environnement.

11.1. Étude numérique de la convection naturelle

Plusieurs travaux de recherches numériques sur le mouvement d'air dans une serre ont été réalisés et Nara (1979) était parmi les premiers chercheurs qui se sont intéressés à ce genre d'étude, il a donné un intérêt particulier au cas bidimensionnel ou il a étudié la convection dans une section transversale d'une serre mono chapelle, dans cette étude, le sol et le toit étaient soumis à une différence de températures. La simulation de la convection naturelle a été réalisée dans le cas où l'écoulement d'air est supposé laminaire avec une variation du nombre de Rayleigh dans l'intervalle allant de 10^4 à 10^8 .

Pour cette étude, la circulation d'air est caractérisée par deux rouleaux de circulation, par contre dans certaines situations de serres en vraies grandeurs soumises à des conditions aux limites non symétriques de températures au toit et au plancher, une seule boucle a été observée pour le mouvement du fluide (Haxaire, 1999).

Ce genre d'étude a été poursuivi par la suite par Lamrani (1997) et Boulard et al (1998) dans le but est d'étudier le cas des écoulements turbulents sous serres ou le nombre de Rayleigh était de l'ordre de 10^{13} .

Cette étude a été complétée par un travail expérimental dans la même serre munie d'ouvrants pour déterminer la variation de température et le taux de ventilation (Boulard et al, 1997). Une comparaison des résultats obtenus avec ceux issus de la simulation numérique a été faite, il a

été constaté que les résultats numériques sont similaires à ceux expérimentaux par contre, ils nécessitent plus de précision.

12. Aération des serres

L'aération est un processus qui permet un transfert d'énergie et de masse entre l'intérieur et l'extérieur de la serre, elle permet dans certains cas de diminuer la température et l'humidité et d'augmenter l'échange de CO₂ (Bartzanas et al, 2002). L'aération affecte directement l'hétérogénéité climatique qui règne à l'intérieure de la serre et par conséquent elle a un effet direct sur le développement de la plante en faisant varier la transpiration et la photosynthèse.

Une étude détaillée de l'aération est utile car elle permet une bonne maîtrise du climat interne sous serres ainsi que sa gestion.

Deux types de ventilations se présentent :

-Ventilation mécanique : Ce type requiert de placer des ventilateurs sur un côté et des ouvertures sur l'autre côté, parmi ses avantages, elle permet d'éviter la condensation sur le couvert végétal. Son inconvénient est que des quantités d'énergie importantes sont demandées pour assurer ce type de ventilation surtout en périodes estivales. Cette ventilation est pratiquée dans les régions où la vitesse du vent est faible ou dans le cas où les serres sont à faible taux de ventilation.

-Ventilation naturelle : Ce type est réalisé par utilisation des ouvrants au toit ou aux parois latérales, elle dépend essentiellement des conditions climatiques extérieures et en particulier la vitesse et la direction du vent (Ould Khaoua, 2006).

Plusieurs travaux de recherche ont été menés afin de comprendre ce phénomène physique et les premiers travaux ont été réalisés en utilisant les gaz traceurs (Businger ,1963) et (Morris, 1964).

Okada et Takakura (1973) ont déterminé une loi qui permet de donner le taux de ventilation en fonction de la vitesse extérieure du vent et la différence de températures entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Pour cette loi, les différents coefficients de proportionnalité sont déterminés expérimentalement par mesure de la concentration des gaz traceurs dans une petite serre en fonction de la vitesse du vent et de la différence de températures entre l'intérieur et l'extérieur.

Kittas (1980) a fait appel à la technique des gaz traceurs pour mesurer le taux de fuite d'air d'une serre tunnel par la technique des gaz traceurs, il a remarqué que ce taux varie en relation linéaire avec la vitesse du vent.

Pour les serres plastiques utilisées dans la région méditerranéenne, Boulard et Draoui (1995) ont

étudié la ventilation naturelle d'une serre à deux chapelles à échelle réelle munie d'ouvrants continus sur le toit en utilisant la méthodes des gaz traceurs et celle du bilan de vapeur d'eau sous serre, ils ont constaté que le vent est le moteur de la ventilation naturelle et le taux de ventilation est en relation étroite avec la vitesse du vent et la surface des ouvrants.

Une étude plus détaillée de la convection naturelle a été réalisée par Haxaire (1999), il s'agit d'une étude tridimensionnelle d'écoulement d'air dans une serre en vraie grandeur ou l'écoulement à l'intérieur est turbulent. La turbulence a été modélisée en utilisant le modèle $k - \varepsilon$. Cette serre est cultivée avec des plants de la tomate qui sont intégrés dans le modèle étudié en utilisant l'approche milieu poreux. Cette étude a été consacré à la serre en dimensions réelles avec son entourage. Les résultats obtenus ont été validés par des résultats expérimentaux.

Une autre étude bidimensionnelle de la ventilation d'une petite serre mono chapelle équipée par des filets anti insectes utilisés pour la lutte contre la mouche blanche, a été conduite par Bartzanas et al (2001). Ils ont constaté que la direction du vent a un effet important sur les paramètres climatiques sous serre.

12.1. Évaluation du taux de ventilation

a) Calcul du taux de renouvellement d'air

Le taux de renouvellement d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre est défini par (Boulard, 1996):

$$N = \frac{\text{volume d'air échangé/unité de temps}}{\text{volume de la serre}} \quad (1.10)$$

Ce taux exprime les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur.

N est exprimé en h^{-1} , il donne le nombre de volumes d'air renouvelés par heure.

Cette grandeur peut être utilisée soit pour une serre fermée (taux de fuite) ou pour une serre ouverte (taux de ventilation). Le flux volumique d'air G est relié à N par (Boulard, 1996) :

$$G = \frac{N \times V}{3600}$$

(1.11)

Où : V est le volume de la serre (m^3).

Selon Businger (1963), N ou G dépendent de plusieurs facteurs (Boulard, 1996) :

-Climatiques :

- Vitesse et direction du vent.
- Écart de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre.

-Géométriques :

- Dimensions (hauteur notamment) de la serre.
- Disposition et % d'ouverture des ouvrants.

Parmi les méthodes utilisées pour le calcul du renouvellement d'air, on trouve :

b) Méthode du bilan d'énergie

Le principe de cette méthode est d'écrire un bilan d'énergie de l'air sous serre et suppose que la serre est un volume limité recevant de l'énergie solaire et échangeant avec l'extérieur de la chaleur sensible et latente par aération (Boulard et Baille, 1993 ; Fatnassi, 2001). Le bilan d'énergie de l'air intérieur à la serre peut s'écrire :

$$\tau_{sc} Rg_e - K_S \Delta T - K_L \Delta e - K_C \Delta T = 0 \quad (1.12)$$

Les termes de ce bilan sont définis par :

- τ_{sc} est le coefficient de transmission de la couverture.
- Le flux des échanges de chaleur sensible par aération.
- Le flux des échanges de chaleur latente par aération.
- Le flux des échanges de chaleur à travers la couverture des parois.

Les coefficients d'échange de chaleur sensible K_S et latente K_L sont proportionnels au débit volumique de ventilation G . K_C est le coefficient d'échange à travers les la paroi de la serre et ΔT ($T_i - T_o$) est la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur

$$K_S = \frac{\rho c_p G}{S_g} \quad (1.13)$$

$$K_L = \frac{\rho\gamma L_v G}{S_g} \quad (1.14)$$

S_g la surface au sol de la serre, c_p la capacité thermique de l'air, L_v la chaleur latente de vaporisation et γ le facteur de conversion entre la teneur en eau de l'air et la pression de la vapeur d'eau: $\gamma = 6.25 \times 10^{-6} \text{ (kg}_w/\text{kg}_a.Pa)$.

A partir des équations ci-dessous, on peut déterminer le flux du renouvellement d'air G , connaissant le rayonnement solaire extérieur, les températures et les tensions de vapeur d'eau de l'air intérieur et extérieur de la serre.

c) Méthode du gaz traceur

La méthode du gaz traceur utilisée pour la mesure du taux de renouvellement d'air est basée sur un bilan massique du gaz injecté à l'intérieur de la serre.

Si on suppose qu'un gaz injecté est uniformément distribué et parfaitement mélangé avec l'air intérieur d'une serre, on peut écrire (Boulard et Draoui, 1997 ; Fatnassi, 2001 ; Roy et al, 2001) :

$$V \frac{dC_{in}(t)}{dt} = -G(t)(C_{in}(t) - C_{ext}(t)) + F_{in}(t) \quad (1.15)$$

Où : $C_{in}(t)$ et $C_{ext}(t)$ sont respectivement les concentrations du gaz à l'instant t à l'intérieur et à l'extérieur de la serre, $F_{in}(t)$ le débit du gaz envoyé à l'intérieur de la serre et V est le volume de la serre.

Le choix d'un gaz traceur est très important, il doit avoir les caractéristiques suivantes (Fatnassi, 2001) :

Inerte, non toxique, inflammable, son poids proche de celui de l'air et sa concentration est facile à mesurer lorsqu'elle est faible.

Plusieurs gaz peuvent être utilisés comme gaz traceurs, on peut citer :

CH_4 , CO_2 , H_2 , N_2O , Argon 41 et Krypton 85.

13. Action du couvert végétale sur l'écoulement d'air

Les transferts de quantité de mouvement, de chaleur et de masse se produisent d'une façon continue entre l'air et la végétation, ceci apparait d'une manière claire dans les différentes équations de transport.

Dans l'équation de quantité de mouvement, l'effet dynamique de la végétation sur l'écoulement est traduit par l'introduction d'un modèle de milieux poreux (modèle de Darcy-Forcheimer).

Dans les autres équations de conservation, la végétation est introduite comme terme source.

Dans la serre, la présence de la plante provoque une perte de quantité de mouvement traduit par un gradient de pression. Ce gradient peut être donné par l'expression suivante (Fatnassi, 2001) :

$$\text{grad}P = L_f C_v \rho u u \quad (1.16)$$

Où L_f est la surface de feuille, u est la vitesse d'air et C_v est le coefficient de frottement.

Cette expression a été modifiée en utilisant l'approche d'un milieu poreux utilisée par Haxaire (1999) et Boulard et Wang (2002) dans leurs travaux de recherche. Le facteur inertiel c_F et la perméabilité du milieu poreux K sont déterminés expérimentalement à partir des caractéristiques du végétal suivant la relation:

$$\frac{c_F}{\sqrt{K}} = L_f C_v \quad (1.17)$$

14. Bilan énergétique de la serre en présence de la plante

La présence des plantes développées sous serres donne des gradients de température presque uniforme, ceci est dû à la transpiration qui transforme la chaleur sensible (transfert de chaleur par convection) à la chaleur latente (changement de phase) et la présence des plants qui se trouvent comme obstacle à l'écoulement et qui favorisent le mélange. La transpiration donne des gradients d'humidité verticaux qui sont presque constants et dépendent du rayonnement qui arrive sur le végétal (Boulard et Wang, 2002a).

Sous serres, les paramètres climatiques rentrent en interaction entre eux, par exemple, une augmentation du rayonnement solaire donne une augmentation de la température et une diminution de la teneur en eau.

Si le vent extérieur a des vitesses faibles, la température croit à l'intérieur de la serre, par conséquent l'intensité des forces de flottabilité et le taux de la ventilation naturelle croient.

15. Utilisation de la CFD pour une étude dynamique et thermique sous serres

Les efforts fournis en CFD et la puissance des calculateurs permettent de calculer avec précision les champs de vitesse, d'humidité et de température sous serres par résolution numérique des équations de Navier – Stokes, de chaleur et de transport massique dans le domaine de calcul considéré (serre seule ou serre avec son entourage). La technique CFD peut simuler des serres réelles en allant du cas simple (serre fermée sans plante) au cas très complexe (serres multi chapelles fermées ou ouvertes avec plantes et avec leur entourage). Ces travaux peuvent aider les ingénieurs et les agronomes à prendre décision concernant la gestion du climat interne et à améliorer le design des serres.

Les codes de calcul utilisés sont généralement basés sur la méthode des volumes finis (Patankar, 1980) qui consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs mailles ou on calcule dans chacune d'elles les différentes variables (température, pression, vitesse, humidité,...) en respectant certains critères (conservation de bilan,...).

Si le domaine d'étude contient le couvert végétal, celui-ci est intégré dans l'équation de mouvement comme terme source (milieu poreux) et dans l'équation d'énergie comme loi de transpiration.

Pour la résolution des différentes équations de transport, les conditions aux limites et initiales doivent être introduites, celles-ci caractérisent en général les conditions climatiques extérieures. Elles doivent être choisies d'une façon correcte.

Le temps de calcul dépend de la convergence et du maillage choisi qui est généralement raffiné proche des parois (pour capter les différents gradients) et moins dense en s'éloignant de celles-ci.

Plusieurs études de simulation ont été réalisées durant plusieurs années et comme applications :

Short (1996) est parmi les premiers chercheurs qui ont utilisé la CFD pour déterminer le taux d'aération naturelle des serres.

Pour des serres vides, Reichrath et Davies (2002) ont réalisé une étude de simulation bidimensionnelle pour une serre en vraie grandeur comportant 60 chapelles. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux expérimentaux de Hoxey et Moran (1991).

Une étude de l'aération des serres équipées de filets anti insectes a été réalisée pour voir l'effet de ces filets sur le taux de ventilation et sur la variation du climat sous serres (Fatnassi, 2001).

16. Modélisation des transferts radiatifs

Dans la littérature, un intérêt particulier est donné à la convection sous serres, par contre peu d'études qui tiennent compte du transfert radiatif en résolvant l'équation des transferts radiatifs couplée à l'équation d'énergie.

Le choix des modèles utilisés dans la modélisation des échanges radiatifs dépend de la géométrie étudiée et de la précision cherchée.

Parmi les modèles qui existent, on trouve le modèle S2S et DO.

Le modèle S2S (surface à surface) est basé sur le calcul des facteurs de formes entre deux surfaces, il apparaît comme un modèle simple dans son utilisation, cependant un handicap résulte dans la détermination des facteurs de forme surtout dans le cas d'une géométrie à plusieurs surfaces qui nécessite une machine de calcul puissante coté mémoire (stockage de données) cependant son temps de calcul n'est pas important.

Le modèle S2S ne peut pas être utilisé dans le cas d'un fluide semi transparent et le groupement des surfaces (pour limiter le calcul des facteurs de forme) pose un problème dans le maillage de la géométrie considérée. IL ne peut pas être utilisé aussi dans le cas des conditions aux limites symétriques ou périodiques.

Pour surmonter cette difficulté, on utilise généralement le modèle DO (Ordonnées Discrètes) qui peut tenir compte du rayonnement entre surfaces (modèle S2S), de la participation du fluide dans le rayonnement et il peut traiter des problèmes complexes comme ceux de la combustion. Pour ce modèle, le temps et les moyens de calculs sont modérés. Pour notre étude, on a fait appel à ce modèle.

Chapitre II

Modèle Physique

1. Introduction

La convection se développe suite à des instabilités qui prennent naissance dans un milieu initialement stable auquel on ajoute une petite perturbation dont la nature n'est pas unique et qui peut donner différents types de convection qui sont dus par exemple à la différence de densités due à une différence de températures. Dans ce type, la poussée d'Archimède est la cause principale.

L'étude de la convection sous serres est régie par des lois fondamentales qui sont : l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement, l'équation d'énergie et l'équation du transfert massique, ces équations peuvent être complétées par d'autres modèles tels que ceux des milieux poreux, du transfert radiatif,....

Dans le cas de la convection naturelle, la résolution des différentes équations dépend des nombres adimensionnels Rayleigh et Prandtl. D'autres nombres adimensionnels peuvent aussi intervenir (nombre de Grashof,...).

Pour rendre ces équations simples à utiliser, elles doivent être simplifiées en mettant certaines hypothèses en relation avec le phénomène physique à étudier. Leur résolution numérique permet de connaître le climat interne sous serre avec précision, ce climat est identifié par la variation de la vitesse d'air, la température, la pression, l'humidité, le rayonnement solaire,....

L'utilisation des modèles physiques dans l'étude des écoulements en question est équivalente à une représentation mathématique du phénomène à étudier qui permet de déterminer la variation des différents paramètres climatique dans le temps et dans l'espace par résolution numérique des différentes équations aux dérivées partielles complétées par des conditions aux limites et initiales adéquates.

En général, les équations de transport de base sont valables pour tout régime d'écoulement étudié.

Dans ce chapitre, on va présenter les différentes équations de transport qui régissent le phénomène physique considéré. Ce système d'équations qui permet l'étude du mécanisme de la convection et de la convection couplée au rayonnement sous serres, est basé sur les équations de Navier-Stokes complétées par l'équation d'énergie et une équation qui donne le modèle de transfert radiatif utilisé. Si on s'intéresse de plus au transfert de vapeur d'eau sous serres, il faut le compléter par l'équation de transport massique. Dans notre cas, on se limite uniquement à l'étude de la convection et de la convection couplée au rayonnement sous l'abri serre.

Comme les écoulements sous serres sont turbulents, on introduit la turbulence, et celle-ci est modélisée en utilisant le modèle $k-\varepsilon$ largement utilisé dans les études réalisées sur les écoulements d'air sous serre (Ouled Khaoua, 2006).

Pour arriver à déterminer avec précision les différents gradients dans les zones proches des parois, ce modèle est complété par la loi de parois y^+ .

La végétation a été introduite dans notre étude et son effet a été pris en compte en introduisant l'approche milieu poreux.

Comme le transfert radiatif sous serre a un effet considérable sur la structure de l'écoulement sous serre, ce mode de transfert est pris en considération par utilisation du modèle des ordonnées discrètes (DO). Le fluide est supposé transparent et les différentes parois sont supposées comme corps noir pour tenir compte du rayonnement de surfaces.

La résolution du problème de convection sous serres revient à déterminer en tout point du domaine d'étude les variables vitesse, pression et température.

Les différentes équations à résoudre sont représentées ci-dessous.

2. Équations de conservation

Les équations qui permettent l'étude des différents écoulements sont principalement celles qui dérivent des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Ces équations peuvent être représentées par une équation générale de transport qui exprime que l'accumulation est égale aux flux des quantités transportées à l'entrée et à la sortie du système considéré (en respectant les signes) associés aux termes source. Cette représentation facilite aussi par la suite la résolution numérique des différentes équations.

Dans notre étude, on suppose que le milieu est continu et isotrope et on néglige les sources ou les puits de matière.

2.1. Équation de continuité

Elle traduit le principe de conservation de la masse dans un volume de contrôle matériel bien défini. Cette équation s'exprime mathématiquement sous forme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u = 0 \quad (2.1)$$

ρ est la masse volumique de l'air et u est le vecteur vitesse.

2.2. Équation de quantité de mouvement

La conservation de la quantité de mouvement permet de donner une relation entre les caractéristiques du fluide, son mouvement et les forces qui le causent. D'après la deuxième loi de la dynamique, on peut écrire que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle matériel est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Cette loi a pour expression mathématique :

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho f - \nabla P + \nabla \cdot \tau \quad (2.2)$$

Cette équation est un bilan entre le taux de variation de quantité de mouvement par unité de volume et les forces extérieures par unité de volume.

Les forces extérieures rapportées au volume sont : Les forces de pesanteur ρf , la force de pression ∇P et la force de viscosité $\nabla \cdot \tau$.

Dans le cas d'un fluide Newtonien où la relation entre la contrainte et le taux de déformation est linéaire, l'équation (2.2) devient l'équation de Navier- Stokes.

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho f - \nabla P + \mu \Delta u + \frac{\mu}{3} \nabla (\nabla \cdot u) \quad (2.3)$$

μ est la viscosité dynamique du fluide supposée dans notre cas comme constante.

2.3. Équation d'énergie

A partir du premier principe de la thermodynamique pour un élément de volume matériel, on peut aboutir à l'équation d'énergie. Cette équation est exprimée par le bilan suivant :

$$\frac{d}{dt}(\rho c_p T) = \nabla(\lambda \nabla T) + T\beta \frac{dp}{dt} + \mu\phi + q \quad (2.4)$$

Les coefficients c_p , λ et β sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

Cette équation exprime que le taux de variation de l'énergie totale est égal à la somme de la diffusion de la chaleur par conduction, la variation d'énergie due à la compressibilité, la dissipation visqueuse et la source de production interne de la chaleur.

En convection naturelle, la variation de température provoque une variation de la densité et par conséquent toutes les équations de transport sont couplées par la variation de ce dernier paramètre, donc pour déterminer les différentes variables (vitesse, pression, température,...), il faut résoudre simultanément les différentes équations.

3. Hypothèses de simplifications introduites

Les équations écrites ci dessus sont des équations aux dérivées partielles couplées et non linéaires, leur résolution est complexe, donc il faut introduire certaines hypothèses pour les simplifier et les rendre simples à résoudre. Pour cela, on suppose que :

- Le fluide est incompressible,
- L'écoulement est bidimensionnel,
- Le fluide est visqueux et Newtonien,
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes hormis sa masse volumique qui obéit à la loi de Boussinesq,
- La puissance due à la compression $\beta T \frac{dp}{dt}$ est négligeable relativement aux autres termes de l'équation d'énergie,
- La dissipation visqueuse est négligeable suite aux faibles vitesses mises en jeu,
- Les forces volumiques sont représentées par les forces de gravitation,
- Le fluide est transparent, ce qui permet de négliger l'absorption du rayonnement.

4. Système d'équations simplifié

En faisant introduire les hypothèses données ci dessus, on obtient les équations simplifiées suivantes :

4.1. Équation de continuité

Dans ce cas, l'équation de continuité se limite à :

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2.5)$$

4.2. Équation de quantité de mouvement

Après simplification, l'équation de quantité de mouvement a pour expression :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u)u = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta u + f \quad (2.6)$$

4.3. Équation d'énergie

L'équation d'énergie se réduit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (Tu) = \alpha \Delta T + \frac{q}{\rho c_p} \quad (2.7)$$

Où $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ est la diffusivité thermique du fluide (m²/s) et $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (m²/s) est la viscosité cinématique.

5. Équation du transfert de masse

Pour étudier le cas du transfert de masse, il est nécessaire d'ajouter au système d'équations précédentes, une équation de transport et de diffusion de la masse relative à la vapeur d'eau.

Cette équation s'exprime de la façon suivante :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\omega u) = \nabla \cdot \bar{J}_\omega + S_\omega \quad (2.8)$$

\bar{J}_ω est le flux de diffusion du fluide et S_ω est le terme source (production ou absorption) de la vapeur d'eau. ω est l'humidité spécifique de l'air (kg_{eau}/kg_{air sec}).

Cette équation peut être couplée avec celle de l'énergie via un gradient thermique qu'il faut tenir compte dans le flux de diffusion. Le flux thermique (représenté par le gradient de température) contribue dans la diffusion de la masse d'eau, c'est l'effet de Sorret.

L'effet dominant est celui de Fick qui est défini par la loi :

$$J = -D_{\omega} \nabla \omega \quad (2.9)$$

D'après cette loi, le flux de diffusion est proportionnel au gradient de l'humidité spécifique.

D_w étant le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau ayant la même dimension qu'une diffusivité thermique (m^2/s). Il peut être calculé au moyen de la théorie cinétique des gaz, ou déterminé expérimentalement.

Le coefficient de diffusion D_{ω} est fonction de la pression, de la température et des espèces présents. Un coefficient de diffusion $D_{\omega 1-2}$ d'un gaz 1 dans un gaz 2 ou l'inverse peut être défini, lorsque la température est constante et le mélange des gaz parfaits est au repos, les deux coefficients sont identiques.

La valeur du coefficient D_{ω} pour la vapeur d'eau est donnée par la relation de Schirmer valable entre 20°C et 90 °C.

$$D_{\omega} = 2.26.10^{-5} \frac{1}{p} \left(\frac{T}{273}\right)^{1.81} \quad (2.10)$$

Pour cette relation la température est exprimée en Kelvin et la pression en bar. Pour une température de 273 K et une pression de 1 bar, la valeur de D_{ω} est de l'ordre de $2.26.10^{-5}$.

Si on néglige l'effet de température dans le terme de diffusion (effet Sorret), l'équation (2.8) ne tient compte que de la loi de Fick, elle sera écrite de la façon suivante :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla (\omega . u) = D_{\omega} \nabla^2 \omega + S_{\omega} \quad (2.11)$$

6. Système final d'équations de transport

Après introduction des différentes hypothèses de simplification, le système d'équations complet qui décrit le transfert thermique et massique sous serre est donné ci-dessous. Ce système peut faciliter l'étude des différents échanges qui se produisent.

$$\left. \begin{aligned}
\nabla \cdot u &= 0 \\
\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (uu) &= \nu \Delta u - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot P + f \\
\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (Tu) &= \alpha \Delta T + \frac{q}{\rho \cdot c_p} \\
\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\omega u) &= D_\omega \Delta \omega + S_\omega
\end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Avec ce système, on peut déterminer les variables (u, P, T et ω) car le nombre d'inconnues est égal à celui des équations.

Pour notre cas, on se limite uniquement au transfert thermique et le transfert massique n'est pas pris en considération.

7. Approximation de Boussinesq

Dans certaines situations, la notion d'un fluide incompressible n'est plus valable et il faut tenir compte des petites variations de la masse volumique dues aux gradients de températures développés au sein du même fluide : c'est le cas de la convection naturelle.

Dans une serre fermée, la convection naturelle est importante, donc il faut prendre en considération les petites variations de la masse volumique dues aux différences de températures

qui donnent naissance du mouvement d'air sous serre. Dans le cas de la convection naturelle, les équations de mouvement et d'énergie sont couplées.

Dans l'équation d'énergie, le terme advection (transport de chaleur par convection) est le responsable de la variation de la température due à l'écoulement. Dans l'équation de mouvement, c'est la variation de la masse volumique en fonction de la température qui influe sur l'écoulement.

Dans l'équation de mouvement, la masse volumique intervient dans le terme du gradient de pression $-\frac{1}{\rho} \nabla P$.

La dépendance de la masse volumique de la température présente une difficulté dans la résolution des différentes équations obtenues. Pour surmonter cette difficulté, l'approximation de Boussinesq est introduite.

L'approximation de Boussinesq suppose que la variation de la masse volumique est négligeable dans tous les termes des différentes équations, sauf dans la force de pesanteur f de l'équation de quantité de mouvement qui est une force par unité de volume.

Si en prenant un état thermodynamique de référence (ρ_0, T_0) , la masse volumique s'écrit, en faisant un développement en série de Taylor du premier ordre :

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (2.13)$$

Avec : $\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$ est le coefficient de dilatation de l'air à pression constante.

A partir de l'équation (2.13), on peut exprimer la force volumique f (par unité de volume) :

$$f = g \beta (T - T_0) \quad (2.14)$$

La relation de Boussinesq est applicable pour des différences de température assez faibles pour que la relation suivante soit vérifiée : $\beta (T - T_0) \ll 1$.

L'approximation de Boussinesq est limitée dans son utilisation, elle n'est plus applicable pour des différences de températures élevées et si ce cas se présente, la modélisation à faible nombre de Mach est utilisée.

8. Types d'écoulements sous serre

D'après les études réalisées, la majorité des écoulements sous serres peuvent être considérés comme turbulents.

Un écoulement turbulent peut être caractérisé par le fait qu'il est désordonné et irrégulier dans le temps et dans l'espace, il a un comportement tridimensionnel, rotationnel. Il apparaît lorsque la source d'énergie cinétique qui met le fluide en mouvement est relativement intense devant les forces de viscosité que le fluide oppose pour se déplacer (S. Candel, 1995).

Les écoulements turbulents sont caractérisés par une large gamme d'échelles spatio-temporelles.

Par contre pour le régime laminaire, l'écoulement est régulier et ordonné (Compte-Bellot, G et Bailly C, 2003).

L'écoulement turbulent diffuse fortement toute quantité transportée, et dissipe de façon importante l'énergie cinétique en chaleur (Piquet, 1999). Pour un écoulement turbulent, il est

difficile de déterminer les caractéristiques d'un volume élémentaire d'un fluide (température, vitesse, ...) à un instant donné, uniquement les valeurs moyennes qui peuvent être déterminées.

Dans un écoulement turbulent, on peut se trouver devant plusieurs sources d'énergie comme le gradient de pression dans le cas des écoulements internes, application de différences de températures entre les parois (cas des instabilités de Rayleigh- Bénard) pour le cas d'une convection naturelle (Compte-Bellot, G et Bailly C, 2003).

Plusieurs études ont été réalisées par plusieurs auteurs concernant les échanges convectifs à l'intérieur du couvert végétal, dans ce cas, la convection est supposée laminaire. Ceci est dû au fait que la présence de la végétation freine l'écoulement et empêche le passage à la turbulence (Stanghellini, 1987).

Sous serres ouvertes ou l'effet du vent est dominant, généralement la convection est traitée comme turbulente car le nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement est supérieure à la valeur critique permettant le passage à la turbulence (Lamrani et al., 2000).

Pour le cas de la convection libre sous serres chauffées par le bas, on peut facilement dépasser le nombre de Rayleigh critique (Rayleigh supérieure à 10^7) et la convection peut être traitée comme turbulente.

9. Approche à la turbulence

Malgré que les équations données précédemment peuvent représenter les écoulements turbulents instationnaires, leur résolution directe reste compliquée du fait qu'il est difficile de simuler des tourbillons dans la taille est inférieure à celle de la maille de calcul, donc il faut passer par l'approche statistique.

Dans un écoulement turbulent, les différents paramètres (vitesse, température,...) sont caractérisés par une variation très compliquée dans le temps et dans l'espace du fait que ce genre d'écoulement est instable. Cette instabilité donne naissance à des tourbillons de tailles variables.

Pour simuler un écoulement turbulent sous serre, il faut faire appel à des modèles de turbulence afin de résoudre les différentes équations présentées en haut. La résolution directe (DNS) des différentes équations est très difficile et ne peut se faire que pour des écoulements ayant des nombres de Reynolds faibles et pour le cas des géométries simples, et d'autre part des puissances de calcul considérables sont nécessaires (Haxaire, 1999). Il est difficile de définir l'état de turbulence car des petites variations dans les conditions aux limites donnent des variations importantes dans les différents paramètres de l'écoulement. Pour la turbulence,

la difficulté se présente beaucoup plus dans le calcul des fluctuations de vitesse, donc il faut faire appel à certaines hypothèses simplificatrices d'où l'utilisation d'une approche statistique qui est basée sur la décomposition de Reynolds (Chassaing, 2000). Cette méthode de décomposition est appelée souvent modèle RANS (Reynolds Average Navier Stokes). Ce type de modèle essaye de décrire les champs moyens et turbulents et de faire sortir les termes de transfert entre eux. Ces modèles basés sur cette décomposition donnent de bons résultats en s'éloignant des parois, par contre proche de celles-ci, ils sont accompagnés par des modèles de lois de parois qui permettent de bien capter les différents gradients (Chassaing, 2000).

9.1. Décomposition de Reynolds

Suite à des difficultés rencontrées dans la procédure de modélisation de la turbulence, on fait appel à des méthodes statistiques. Ce traitement statistique est basé sur la décomposition de Reynolds.

Chaque grandeur ϕ est décomposée en une valeur moyenne $\bar{\phi}$ suivie d'une variable de fluctuation ϕ' autour de cette valeur moyenne.

$$\phi(t) = \bar{\phi} + \phi'(t) \quad (2.15)$$

Où $\bar{\phi}' = 0$ (la moyenne d'une fluctuation est nulle)

Pour un écoulement permanent en moyenne, la valeur $\bar{\phi}$ est égale à la moyenne temporelle mais sur un temps très long devant les échelles de temps de turbulence (Chassaing, 2000). La partie moyenne se présente comme la partie principale, par contre les fluctuations doivent être présentées sous forme de modèles ou déterminées expérimentalement. Il existe plusieurs méthodes de traitement des écoulements turbulents et la décomposition de Reynolds n'est pas la seule, par contre elle reste la méthode la plus utilisée dans le traitement des écoulements turbulents (Compte-Bellot, G et Bailly C, 2003).

Dans le cas stationnaire, c'est-à-dire lorsque les propriétés statistiques sont indépendantes du temps, la moyenne statistique se réduit à la moyenne temporelle (moyenne sur une période) (Candel, 1995) :

$$\bar{\phi}(x_j) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \phi(x_j, t) dt \quad (1.16)$$

Les relations courantes utilisées dans la moyenne sont données par les relations suivantes qu'on appelle règles de Reynolds (Candel, 1995) :

$$\begin{aligned}
\overline{\phi + \psi} &= \overline{\phi} + \overline{\psi} \\
\overline{\alpha \cdot \phi} &= \alpha \cdot \overline{\phi} \\
\overline{\phi} &= \overline{\phi} \\
\overline{\phi \cdot \psi} &= \overline{\phi} \cdot \overline{\psi} \\
\overline{\phi'} &= 0 \\
\overline{\phi \cdot \psi} &= \overline{\phi} \cdot \overline{\psi} + \overline{\phi' \cdot \psi'} \\
\frac{\partial \overline{\phi}}{\partial t} &= \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial t} \quad \text{et} \quad \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x} = \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x}
\end{aligned} \tag{2.17}$$

ϕ et ψ sont des fonctions quelconques (vitesse, pression, température...) et α est une constante.

9.2. Équations de Reynolds

En faisant appel à la décomposition de Reynolds ou toute variable est décomposée en grandeur moyenne et grandeur fluctuante pour les différentes variables vitesse, pression et température respectivement : $u_i = \bar{u}_i + u'_i$, $P = \bar{P} + P'$, $T = \bar{T} + T'$.

Par application de la moyenne aux différentes équations de bilan, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie prennent la forme suivante (Candel, 1995):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.18}$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_j u'_i} \right) + f_i \tag{2.19}$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) + \frac{q}{\rho c_p} \tag{2.20}$$

Ces équations sont appelées équations de Reynolds.

Dans ces équations, on constate l'apparition des termes fluctuants (termes en plus), ce qui donne des nouvelles inconnues. En arrivant à ce stade, le nombre de variables à calculer est supérieure au nombre d'équations (problème de fermeture).

Les termes de fluctuations expriment l'effet du champ fluctuant sur le champ moyen.

Les termes $\overline{u'_j u'_i}$ et $\overline{u'_j T'}$ appelés respectivement les contraintes de Reynolds et le flux turbulent thermique, ils proviennent de la non linéarité des équations de bilans.

Les contraintes de Reynolds et le flux turbulent rendent les systèmes d'équations ouverts en introduisant des inconnues supplémentaires. Le nombre d'inconnues est supérieur aux nombres d'équations disponibles. Donc on est devant un problème de fermeture.

Dans cette situation, il est indispensable de modéliser les termes de fluctuations supplémentaires à l'aide des lois qui ne présentent pas de nouvelles inconnues : modèles de fermeture.

Pour arriver à surmonter cette difficulté, on essaye d'éliminer les nouvelles inconnues du système d'équations de Reynolds, pour cela, différents modèles sont proposés (Chassaing, 2000) :

-On n'introduit pas de nouvelles équations, donc on utilise des modèles algébriques ou des modèles à zéro équation.

- On associe au système d'équations de départ certaines équations de transport : Modèles à une ou deux équations.

Cette modélisation est appelée : modélisation RANS au premier ordre, dans ce cas, les inconnues sont introduites en fonction des valeurs moyennes des différentes grandeurs.

9.2.1. Concept de viscosité turbulente

Le concept de viscosité turbulente permet de représenter les contraintes de Reynolds en fonction des caractéristiques de l'écoulement moyen. Par analogie avec la viscosité laminaire, Boussinesq (1877) a exprimé les tensions de Reynolds à partir du champ de vitesse moyen (Candel, 1995):

Dans le cas tridimensionnel et l'introduction de l'énergie cinétique, on peut écrire :

$$\overline{u'_i u'_j} = -\nu_t \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.21)$$

ν_t est la viscosité cinématique turbulente. Cette caractéristique n'est pas une propriété du fluide, elle dépend de l'écoulement en considération et k étant l'énergie cinétique turbulente, exprimée par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}) \quad (2.22)$$

La somme des contraintes turbulentes doit être égale au double de l'énergie cinétique.

Les diffusivités turbulentes sont en relation avec la viscosité turbulente par introduction des nombres adimensionnels :

$$\overline{u'_j T'} = -\alpha_t \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad (2.23)$$

α_t est la diffusivité turbulente de chaleur. En général, on admet que $Pr_t = 1$.

Dans cette classe de modélisation, le problème se résume essentiellement dans la détermination de la viscosité turbulente.

9.2.2. Modèle de longueur de mélange de Prandtl

Dans ce modèle proposé par Prandtl (1925), aucune équation de plus n'est introduite et des relations algébriques sont utilisées dans la détermination des contraintes turbulentes.

Pour caractériser la viscosité turbulente, on se base sur une relation empirique et on utilise de l'analyse dimensionnelle. La viscosité turbulente est déterminée à partir d'une longueur caractéristique de la turbulence, appelée longueur de mélange l_m et du gradient de vitesse moyen. La viscosité turbulente est exprimée par (Candel, 1995).

$$\mu_t = \rho \cdot l_m^2 \left| \frac{\partial \overline{u_1}}{\partial x_2} \right| \quad (2.24)$$

Ces modèles sont précis mais ils présentent des contraintes dans le choix de la longueur de mélange, qui dépend du type d'écoulement envisagé. Elle est déterminée expérimentalement.

Dans le cas d'une couche limite turbulente, on utilise proche d'une paroi, une longueur de mélange qui varie en fonction de la distance à la paroi.

$$l_m = \kappa \cdot x \quad (2.25)$$

κ est la constante de Von Karman généralement égale à 0.41 (Haxaire, 1999).

9.2.3. Modèle à une équation de transport

Pour arriver à une modélisation générale des écoulements turbulents, il faut faire appel à des équations de transport supplémentaires. La viscosité turbulente est évaluée en fonction de l'énergie cinétique turbulente k et de la longueur caractéristique l (Candel, 1995).

La viscosité turbulente exprimée en fonction de deux paramètres l et k a pour expression :

$$v_t = f(k, l) \quad (2.26)$$

En utilisant l'analyse dimensionnelle, on peut établir une relation pour la viscosité turbulente

$$v_t = C_\mu \cdot l \cdot k^{1/2} \quad (2.27)$$

L'énergie cinétique qui apparaît dans cette expression est déterminée par l'intermédiaire d'une équation de transport. Cette équation est établie en appliquant la décomposition de Reynolds et en moyennant les équations de Navier -Stokes (Candel, 1995) :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{v_t}{Pr_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2.28)$$

$\varepsilon = C_D \cdot \frac{k^{3/2}}{l}$ est le taux de dissipation visqueuse C_μ , C_D et Pr_k sont des constantes empiriques.

L'utilisation de cette équation en association avec l'expression des contraintes de Reynolds permet de déterminer v_t . Les constantes déterminées et utilisées couramment sont (Candel, 1995).

$$C_\mu = 1, C_D = 0.08 \text{ et } Pr_k = 1.$$

La longueur l , qui est présentée dans l'équation (2.27), peut être déterminée algébriquement. Cette catégorie de modèles est nommée modèle à une équation de transport et son inconvénient se situe dans la définition de la longueur caractéristique.

9.2.3.1. Modèle à deux équations de transport

Pour arriver à surmonter la difficulté dans la détermination d'une loi précise de la longueur caractéristique l car sa variation n'est pas connue et elle ne peut pas être déterminée empiriquement, l'ajout d'une équation de transport pour une variable composite contenant l et permettant la détermination de cette échelle est indispensable.

La forme la plus simple de cette variable composite, retenue de l'équation (2.28), est $\phi = k^m l^n$, où les composantes m et n sont arbitraires. Le choix le plus utilisé consiste à prendre $m = 3/2$ et $n = -1$. La variable ϕ représente, dans ce cas, la dissipation visqueuse ε .

Donc, suivant l'expression (2.28) de Prandtl- Kolmogorov, la viscosité turbulente est déduite en fonction de l'énergie cinétique turbulente et de la dissipation visqueuse comme suit (Chassaing ; 2000) :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.29)$$

Ce modèle, qui a été établi par Launder et Spalding en 1974, fait intervenir deux équations supplémentaires pour fermer le système, une pour l'énergie cinétique turbulente (2.28) et l'autre pour la dissipation visqueuse donnée par :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_1 \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\text{Pr}_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.30)$$

Cette équation de bilan pour ε peut être obtenue à partir des équations de Navier – Stokes, la modélisation des différents termes est relativement complexe et nécessite un grand nombre d'hypothèses

Pr_k et Pr_ε sont respectivement les nombres de Prandtl de l'énergie cinétique turbulente et de sa dissipation. Les constantes empiriques qui apparaissent dans ce modèle prennent les valeurs suivantes (Jones et Launder, 1972) : $C_\mu = 0.09$; $C_1 = 1.44$; $C_2 = 1.92$; $\text{Pr}_k = 1$ et $\text{Pr}_\varepsilon = 1.3$

Généralement, le modèle k- ε est le plus utilisé pour des géométries complexes tridimensionnelles et à des nombres de Reynolds plus élevés. Ce modèle est implanté dans la plupart des codes de calcul.

10. Équations à résoudre pour le modèle k- ε

Pour ce cas d'étude, on obtient un système de 8 équations avec 8 inconnues à déterminer

$(\bar{u}_{1,2,3}, \bar{P}, \bar{T}, k, \varepsilon, \nu_t) :$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + v_t \right) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + f_i \\ v_t &= C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\alpha + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{q}{\rho c_p} \end{aligned} \quad (2.31)$$

11. Mouvement d'air dans les serres

11.1. La convection forcée par le vent

La convection forcée est dominante dans le cas des serres ouvertes et le vent est la source de ce mécanisme.

A l'extérieur des serres, plusieurs études ont été réalisées pour déterminer l'expression mathématique de la vitesse moyenne du vent dans la couche limite turbulente développée proche du sol. Parmi ses lois de variation, on trouve la loi de Prandtl.

11.2. Profil logarithmique de la vitesse du vent

A partir des plusieurs travaux de recherche, une expression de la vitesse moyenne du vent dans la couche limite turbulente est établie.

La loi la plus utilisée est celle d'un profil logarithmique donnée par (Haxaire, 1999) :

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} \ln \left(\frac{z}{z_0} \right) \quad (2.32)$$

La constante κ est nommée la constante de Von Karman. La valeur de cette constante est généralement choisie comme :

$$\kappa = 0.4 \quad (2.33)$$

u^* est la vitesse du frottement, elle est donnée par :

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (2.34)$$

Si on suppose que la contrainte de cisaillement τ est constante dans tout l'écoulement et si on nomme τ_0 cette contrainte située près du sol, on peut écrire (Haxaire, 1999) :

$$\tau = \tau_0 = \rho \cdot \overline{u'v'} \quad (2.35)$$

D'après des études réalisées, cette loi est fiable à partir d'une certaine distance équivalente à quelques centimètres au-dessus du sol à condition que le gradient thermique vertical n'existe plus ou soit faible.

Près du sol, cette loi n'est plus fiable car elle ne reproduit plus le profil de la vitesse du vent.

u' et v' sont les fluctuations des vitesses dans les deux directions.

La constante d'intégration z_0 est appelée le paramètre de rugosité de la surface. Il exprime grossièrement l'effet de la rugosité de la surface du sol sur le profil de vitesse du vent. Il est très faible pour une surface lisse et croît lorsque la rugosité augmente.

12. Lois de parois

Les premières lois de parois ont été élaborées dans les années 60 (Spalding, 1967), l'hypothèse de ces lois est de supposer les parois visqueuses équivalentes à une couche limite en une dimension. Ces lois caractérisent les sous couches définies ci-dessous. Pour arriver à écrire ces lois et d'après les travaux de recherche réalisés, l'écoulement doit être pleinement turbulent et stationnaire en moyenne. Dans la couche limite, la vitesse longitudinale est supposée dominante par rapport à celle dans la direction transversale et les gradients longitudinaux sont supposés faibles par rapport à ceux dans la direction normale à la paroi. De même que la couche limite est supposée qu'elle se développe sur une paroi lisse et plane.

Sous ces hypothèses complétées par d'autres hypothèses de couche limite, les équations de Navier Stokes moyennées se résument en (Devisa, 2006):

$$\frac{\partial}{\partial y} (\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial y} - \rho \overline{u_i'v'}) = 0 \quad (2.36)$$

Dans cette équation, toutes les variables sont fonction de la distance normale à la paroi, donc les dérivées partielles peuvent être considérées comme des dérivées totales.

D'après l'hypothèse de Boussinesq, on peut présenter les fluctuations de vitesse sous le modèle suivant :

$$-\overline{\rho u_i v} = \mu_t \frac{d\bar{u}_i}{dy} \quad (2.37)$$

En intégrant l'équation (2.36), on obtient :

$$(\mu + \mu_t) \frac{d\bar{u}_i}{dy} = \tau_w = \mu_w \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)_{y=0} \quad (2.38)$$

A). Structure de la couche limite pariétale turbulente

La couche limite est caractérisée par deux longueurs caractéristiques l'une est y_τ basée sur le rapport de la viscosité cinématique à la paroi ν_w par une vitesse turbulente et l'autre est δ qui est l'épaisseur de la couche limite. La première longueur est représentative d'une zone très proche de la paroi où les effets visqueux sont non négligeables et la deuxième est représentative d'une zone de turbulence établie.

B). La zone interne

Dans ce cas, on définit les paramètres de la zone très proche de la paroi par :

$$y_\tau = \frac{\nu_w}{U_\tau} \quad \text{et} \quad U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}} \quad (2.39)$$

$U_\tau = u^*$ est la vitesse de frottements.

Ayant défini les paramètres ci-dessus, on peut écrire les variables adimensionnelles suivantes :

$$y^+ = \frac{y}{y_\tau}, \quad u^+ = \frac{\bar{u}}{U_\tau}, \quad \mu^+ = \frac{\mu}{\mu_w}, \quad \mu_t^+ = \frac{\mu_t}{\mu_w} \quad \text{et} \quad \rho^+ = \frac{\rho}{\rho_w} \quad (2.40)$$

L'équation (2.38) s'écrit sous forme adimensionnelle :

$$(\mu^+ + \mu_t^+) \frac{du^+}{dy^+} = 1 \quad (2.41)$$

Cette équation, peut s'écrire sous une autre façon :

$$(1 + \mu_t^+) \frac{du^+}{dy^+} = 1 \quad (2.42)$$

Cette dernière équation peut être étudiée suivant l'ordre de grandeur du premier ou du deuxième terme. Dans la zone très proche de la paroi, les effets visqueux sont importants et les effets turbulents sont négligeables et dans la zone plus loin, les effets inverses se présentent. Dans la zone intermédiaire, l'ordre de grandeurs des deux termes est proche.

a) Zone visqueuse

Dans cette zone plus proche de la paroi ou la valeur de y^+ satisfait $y^+ < 5$.

L'équation (2.42) devient :

$$\frac{du^+}{dy^+} = 1 \quad (2.43)$$

Après intégration, on arrive à : $u^+ = y^+$, c'est la loi de paroi standard classique utilisée pour la sous couche visqueuse.

b) Zone inertielle

Pour une zone éloignée de la paroi d'une distance correspondant à $y^+ = 30$, les effets de la turbulence deviennent importants et l'équation (2.42) s'écrit :

$$\mu_t^+ \frac{du^+}{dy^+} = 1 \quad (2.44)$$

Si on représente la viscosité turbulente sous forme du modèle de longueur de mélange :

$$\mu_t = \rho l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \quad (2.45)$$

Où l est la longueur du mélange : $l = \kappa y$ avec κ est la constante de Von Karman qui est de l'ordre de 0.41

Sous forme adimensionnelle :

$$\mu_t^+ = (\kappa y^+)^2 \frac{du^+}{dy^+} \quad (2.46)$$

En introduisant l'expression de la viscosité turbulente (2.46) dans (2.44), on obtient :

$$\left(\kappa y^+ \frac{du^+}{dy^+}\right)^2 = 1 \quad (2.47)$$

Par intégration de cette dernière expression, on obtient :

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C_o \quad (2.48)$$

Cette équation est la loi logarithmique classique utilisée pour la sous couche inertielle, appelée souvent zone logarithmique. Elle est vérifiée expérimentalement par Von Karman et C_o est une constante généralement choisie égale à 5.32.

c) Zone Tampon

Elle est intermédiaire entre les deux zones précédentes, ses caractéristiques ne sont pas connues avec précision. Elle permet de raccorder les deux zones et elle correspond à $5 < y_+ < 30$.

13. Effets de la culture sous serre

13.1. Effet dynamique sur l'écoulement d'air

Il est difficile de décrire d'une façon détaillée la plante ou une rangée de plants du fait qu'ils sont composés de plusieurs corps de forme différente, l'approche la plus réaliste est de supposer le couvert végétal comme milieu poreux. Ce milieu peut être constitué d'une matrice solide composée d'un ensemble de trous ou pores traversés par le fluide qu'est de l'air. Dans le cas du couvert végétal, les pores peuvent être représentés par l'espace entre les feuilles et les branches.

Pour caractériser un écoulement monophasique dans un milieu poreux homogène, on applique la loi de Darcy. Cette loi permet de relier la perméabilité K du milieu et la vitesse moyenne u à travers les pores avec les pertes de charge ΔP mesurées le long du système considéré :

$$u = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.49)$$

μ est la viscosité dynamique du fluide.

L'équation (2.36) est valable pour un écoulement isotherme, en mouvement avec une vitesse faible sous l'action d'un gradient de pression. Pour appliquer l'équation (2.36), il faut définir un nombre de Reynolds ($Re = \rho u K^{0.5} / \mu$) et ce nombre doit être inférieur à l'unité.

Pour des nombres de Reynolds élevés, il a été démontré expérimentalement l'existence d'un régime d'écoulement non linéaire. Pour cela, Forcheimer (1901) a modifié l'équation de départ en ajoutant un terme contenant le carré de la vitesse et l'équation (2.36) prend la forme suivante (Haxaire, 1999) :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\mu}{K}u - \rho \left(\frac{C_F}{\sqrt{K}} \right) u^2 \quad (2.50)$$

Cette équation décrit les effets dynamiques exercés sur l'écoulement d'air par le couvert végétal.

Où ρ est la densité du fluide, K est la perméabilité intrinsèque du milieu, elle est indépendante de la nature du fluide et dépend seulement de la géométrie des pores. C_f est le coefficient de perte de charge non linéaire (facteur inertiel). Ce coefficient n'est pas constant et varie avec la porosité du milieu.

Dans le cas d'une serre en présence d'un couvert végétal, le terme visqueux du membre droit de l'équation (2.37), peut être négligée car la valeur de la perméabilité du couvert végétal est plus importante relativement à celle de la viscosité dynamique du fluide (la viscosité dynamique μ de l'air est de l'ordre de 10^{-5}). Donc, le gradient de pression dans cette équation est fonction uniquement du terme quadratique (Boulard et al., 2002) :

$$\vec{\nabla} p = -\frac{C_f}{\sqrt{K}} \rho \|u\|u \quad (2.51)$$

Cette force exprimée par le terme $-\nabla p$ dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement représente la force de frottement du couvert végétal à l'écoulement d'air. Elle peut être aussi déterminée en utilisant la loi de Bernoulli. En effet dans les mesures en soufflerie, la perte de charge induite par la présence du végétal, exprimée par la différence de pression amont et aval du couvert est proportionnelle à la vitesse débitante ($\nabla p = \frac{1}{2} f \cdot \rho \cdot v^2$). Dans cette expression les caractéristiques du végétal sont introduites (Bruse, 1998).

$$\nabla p = LAI_s \cdot C_d \rho \|u\|u \quad (2.52)$$

C_d est le coefficient de traînée et LAI_s (Leaf Area Index) est l'indice foliaire surfacique, défini par :

$$LAI_s = \frac{S_{feuilles}}{S_{sol}} \quad (2.53)$$

Afin de calculer le coefficient de perte de charge non linéaire C_f et la perméabilité K de la végétation, on utilise la méthode de combinaison des différentes équations où C_f et K sont déterminés en fonction de LAI_s et C_d de la relation suivante (Boulard et al., 2002) :

$$\frac{C_f}{\sqrt{K}} = LAI_s \cdot C_d \quad (2.54)$$

Pour un couvert végétal de tomate, Haxaire (1999) a déterminé expérimentalement $C_d = 0.32$, à $27^\circ C$, en se basant sur une étude réalisée en soufflerie. Pour la même valeur de C_d et pour un indice foliaire égal à $3 \text{ m}^2/\text{m}^2$ (des tomates adultes), il a obtenu que $C_f = 1$ et $K = 1.021$ (Haxaire, 1999).

13.2. Effets thermique et hydrique sur l'écoulement d'air

Sous serre, la présence de la végétation influe directement sur l'écoulement d'air, elle se présente comme un obstacle à cet écoulement et elle est considérée comme terme source dans les équations de bilans thermique et massique car elle intervient dans les flux convectif (sensible) et hydrique (latent) échangés.

13.2.1. Bilan d'énergie au niveau d'une surface d'un végétal

Si on établit un bilan thermique au niveau d'une surface d'un végétal, cette surface reçoit de l'énergie radiative de courte longueur d'onde (solaire) et de grande longueur d'onde (infrarouge), une partie de cette énergie est réfléchi, une autre est transmise et une troisième partie est absorbée.

La quantité du rayonnement absorbée est appelée rayonnement net, elle est émise dans le milieu environnant par (Boulard et Baille, 1993) :

- Échange de chaleur sensible, par convection avec l'air du milieu considéré.
- Échange de chaleur latente, par transpiration.

- Échange de chaleur par conduction à la surface. Cet échange est généralement négligeable.

La quantité d'énergie absorbée peut aussi contribuer :

- Pour la photosynthèse : Elle ne représente qu'un pourcentage faible du rayonnement net (2 à 7% au maximum).
- Pour accroître la température des organes (les feuilles,...). Cette quantité stockée est généralement faible.

Pour arriver à une étude simplifiée, on établit un bilan thermique au niveau de la feuille du végétal et on suppose que toute quantité stockée est négligeable. Ce bilan peut s'écrire de la manière suivante :

$$Rn - Q_s - Q_L = 0 \quad (2.55)$$

Rn est le rayonnement net reçu par la surface de la feuille S_f , Q_L est la chaleur latente échangée par la feuille sous forme de vapeur d'eau et Q_s la chaleur sensible échangée avec l'air de son environnement.

Dans ce bilan, il est utile de donner les expressions des différents termes, par analogie avec certaines lois et en fonction de la résistance thermique, le flux de chaleur sensible Q_s peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q_s = \rho \cdot c_p \frac{T_f - T_a}{r_a} \quad (2.56)$$

T_f est la température de la feuille, T_a est celle de l'air et r_a la résistance aérodynamique.

En suivant la même procédure Penman a essayé de modéliser le flux de chaleur latente Q_L .

Donc le flux Q_L est proportionnel au gradient de concentration de la vapeur d'eau entre la surface de la feuille et l'air et inversement proportionnelle à la résistance au transfert massique :

$$Q_l = L_v E = L_v \cdot \rho \frac{\omega_f - \omega_a}{r_t} \quad (2.57)$$

$L_v E$ est le flux de chaleur latente, L_v est la chaleur de vaporisation de l'eau et E le flux de vapeur d'eau (transpiration). ω_f représente la concentration en vapeur d'eau ou l'humidité

absolue saturante de la feuille et ω_a l'humidité absolue de l'air. r_t est la résistance totale au transfert. Cette résistance est la somme de deux résistances différentes, r_a la résistance aérodynamique et r_s la résistance stomatique.

13.2.1.1. Résistance aérodynamique

La résistance aérodynamique r_a , peut être calculée à partir du coefficient du transfert thermique par convection h en faisant introduire des nombres adimensionnels.

En introduisant le coefficient de transfert convectif h , la chaleur sensible Q_s a pour expression :

$$Q_s = h(T_f - T_a) \quad (2.58)$$

A partir de l'égalité des deux expressions du flux sensible échangé et en introduisant le nombre adimensionnel Nusselt qui exprime le rapport des transferts convectif et conductif, on obtient (Haxaire, 1999) :

$$h = \frac{\rho \cdot c_p}{r_a} = \frac{Nu \lambda}{l_f} \quad (2.59)$$

l_f est la longueur caractéristique de la feuille et λ la conductivité thermique de l'air ($\lambda = 0.0262 \text{ W/m K}$ à 20°C).

A partir de l'équation précédente, on peut écrire :

$$r_a = \frac{\rho \cdot c_p l_f}{\lambda Nu} \quad (2.60)$$

Le nombre de Nusselt est déterminé à partir des corrélations qui dépendent du régime d'écoulement et du type de convection en faisant intervenir les nombres adimensionnels Gr , Pr et Re (Sacadura, 1978). La résistance aérodynamique r_a est fonction du type de convection et du type d'écoulement, elle est fonction de la différence de température ($T_f - T_a$) pour une convection naturelle et fonction de la vitesse d'écoulement de l'air en cas d'une convection forcée (Sacadura, 1978).

Pour une serre ouverte équipée d'ouvrants, le transfert de chaleur dominant est celui de la convection forcée et l'écoulement à l'intérieur de la végétation reste laminaire. Dans cette situation le nombre de Nusselt (Nu) est représenté en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl (Fatnassi, 2001) :

$$Nu = 0.67 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.61)$$

Pr est le nombre de Prandtl (pour l'air, $Pr = 0.7$) et Re est le nombre de Reynolds.

Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \frac{l_f u}{\nu} \quad (2.62)$$

ν est la viscosité cinématique de l'air ($\nu = 1.53 \times 10^{-5} m^2 / s$ à $20^\circ C$) et u est la vitesse de l'écoulement d'air à l'intérieur de la végétation.

Des différentes expressions établies avant, on arrive à écrire (Haxaire, 1999) :

$$r_a = \frac{\rho \cdot c_p}{0.288 \lambda} \cdot \sqrt{\frac{l_f \cdot \nu}{\|\vec{u}\|}} \quad (2.63)$$

13.2.1.2. Résistance stomatique

Les stomates sont des orifices qui sont localisés en un nombre important à la surface de la feuille d'une plante (Haxaire, 1999). L'ouverture et la fermeture des stomates permet de faciliter ou non le transfert de vapeur d'eau (déficit de saturation) entre l'eau situé à l'intérieur de la feuille et l'air qui l'entoure.

Pour ce transfert deux résistances en série se présentent l'une interne (stomatique) et l'autre externe (aérodynamique). L'ouverture et la fermeture des stomates dépendent des conditions climatique et physiologique (fonctionnement de la plante) et elle permet de réguler la température de la surface des feuilles et la demande hydrique. Si la plante ne se trouve pas dans des conditions de stress hydrique et salin, les stomates restent ouverts.

Le paramètre le plus important qui intervient dans la régulation stomatique est le rayonnement solaire R_n ensuite le déficit de saturation Da (différence d'humidité) et la température de la feuille T_f , d'autres paramètres peuvent aussi intervenir dans ce mécanisme tel que la concentration en CO_2 (Baille et Boulard, 1989).

Afin d'arriver à établir l'expression de la résistance stomatique, dans la littérature un modèle qui exprime une multiplication des différents facteurs est proposé, dans ce modèle chaque facteur (rayonnement, déficit de saturation, température de la feuille et concentration en CO_2, \dots) intervient dans l'ouverture des stomates d'une façon indépendante.

Ce modèle a pour expression :

$$r_s = r_{s,\min} \prod_{j=1}^n f_j(x_j) \quad (2.64)$$

Où : $\prod_{j=1}^n$ représente l'opérateur multiplicatif, f_j étant des fonctions mathématiques traduisant

l'effet des facteurs climatiques x_j et $r_{s\ min}$ est la résistance minimale au transfert de vapeur d'eau obtenue lorsque tous les facteurs x_j sont à leur niveau optimal pour la transpiration (conditions physiologiques normales). Boulard et al (1991) dans leur travail expérimental ont obtenu une valeur minimale de la résistance stomatique $r_{s\ min} = 150$ s/m pour une culture de tomate sous serre.

Ce modèle multiplicatif suppose que chaque paramètre agisse d'une façon individuelle par rapport aux autres (pas d'interaction) or dans la réalité les facteurs rayonnement, température et déficit de saturation interagissent entre eux.

Pour les facteurs qui interviennent dans ce modèle, on a :

- Le rayonnement est le global, incident au sommet de la végétation ou à un étage bien déterminé.
- La température est celle de l'air ou de la feuille.
- Le déficit de saturation est calculé soit en fonction de la température d'air ou soit en fonction de la température de la feuille. Son expression est donnée par :

$$D_a = e_s(T) - e_a$$

$e_s(T)$ étant la pression de vapeur saturante à la température T et e_a la pression de vapeur de l'air.

A partir des données de la littérature, trois modèles de fonctions f_j ont été testés :

- Un modèle exponentiel (Avisar en 1985) :

$$f_j(x_j) = 1 + a[\exp b(x_j - c)]^n \quad (2.65)$$

$n < 0$ pour R et $n > 0$ pour les autres paramètres climatiques.

- Un modèle polynomial (Stanghellini en 1987) :

$$f_j(x_j) = 1 + \frac{a}{(x_j - b)^c} \quad (2.66)$$

- Un modèle sous forme de rapport (Farquhard en 1978) :

$$f_j(x_j) = \frac{1 - ax_j}{1 - bx_j} \quad (2.67)$$

Villette (1988) a utilisé un modèle qui donne la variation de la résistance stomatique d'un plant de tomates, ce modèle est une combinaison de deux paramètres soit le rayonnement et la température de la feuille soit le rayonnement et le déficit de saturation. Il a constaté que l'ajout d'un troisième paramètre dans ce modèle n'apporte aucune précision de plus dans la détermination de la résistance stomatique.

Pour le modèle basé sur le rayonnement et le déficit de saturation, il propose le modèle exponentiel d'Avissar pour la détermination de la résistance stomatique.

Les Différentes constantes de ce modèle sont données par :

- Pour le rayonnement R_g (W/m^2) : $a = 1, b=0.05, c=49, n=-1$
- Pour le déficit, D_a (KPa) : $a = 0.11, b=0.34, c=1$ KPa, $n=1$

14. Modélisation des transferts radiatifs

Dans notre étude on a tenu compte du transfert radiatif introduit comme terme source dans l'équation d'énergie, donc il est utile de modéliser ce type de transfert.

Le rayonnement thermique est un mode de transfert de chaleur lié à l'émission des longueurs d'ondes électromagnétiques.

L'équation du transfert radiatif est obtenue à partir d'un bilan de la variation totale de la luminance traversant perpendiculairement un milieu semi transparent d'épaisseur ds autour de la position r et dans la direction s (Ould Khaoua, 2006).

La luminance est une grandeur qui représente le flux d'énergie radiative dans la direction s de longueur d'onde $d\lambda$ autour de λ par unité de surface perpendiculaire à s : $ds \cos \theta$ et par unité d'angle solide $d\Omega$.

$$I_\lambda(r, s) = \frac{dq}{ds \cdot \cos \theta \cdot d\lambda \cdot d\Omega} \quad (2.68)$$

L'équation du transfert radiatif est obtenue comme étant la somme des phénomènes d'absorption, d'émission et de diffusion :

$$dI_{\lambda}(r, s) = dI_{\lambda,a}(r, s) + dI_{\lambda,e}(r, s) + dI_{\lambda,d}(r, s) \quad (2.69)$$

En remplaçant les différents termes par leurs expressions dans l'équation ci-dessus, on obtient l'équation du transfert radiatif sous forme différentielle (Ouled Khaoua, 2006) :

$$\underbrace{\frac{dI_{\lambda}(r, s)}{ds}}_A + \underbrace{(\kappa_{\lambda} + \sigma_{\lambda d})I_{\lambda}(r, s)}_B = \underbrace{\kappa_{\lambda} n^2 I_{\lambda,o}(r)}_C + \underbrace{\frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_{\lambda}(r, s') \phi_{\lambda}(s', s) d\Omega'}_D \quad (2.70)$$

-Le terme A représente la variation de la luminance en traversant l'élément d'épaisseur ds .

-Le terme B donne l'atténuation du rayonnement par diffusion sortante et absorption.

-Le terme C représente le gain pour la luminance par émission en traversant l'élément d'épaisseur ds avec un coefficient de réfraction $n \geq 1$.

-Le terme D donne le gain pour la luminance par diffusion des luminances arrivant des directions s' qui sont déviées dans la direction s .

15. Couplage de l'équation d'énergie et de l'équation du transfert radiatif

D'après le premier principe de la thermodynamique ; la variation d'énergie interne est égale la somme de la variation de l'énergie due à la conduction, à la convection, à l'énergie de compressibilité, à la production interne de chaleur et à la dissipation visqueuse, à ces quantités s'ajoute la part du rayonnement à travers la matière translucide de cet élément de volume. Le stockage de cette énergie qui rayonne sous forme de photons est généralement négligé par rapport au stockage de d'autres types d'énergies.

L'intervention du rayonnement par unité de volume considéré dans l'équation du bilan énergétique peut être exprimée par la divergence du vecteur flux radiatif (q_r) affecté du signe moins soit $-\nabla \cdot q_r$, donc on procède à une soustraction de ce terme du terme de la diffusion de chaleur (conduction) (Ouled Khaoua, 2006).

Donc l'équation de chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (Tv) = \frac{1}{\rho C_p} [\nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - q_r)] + \frac{S_h}{\rho C_p} \quad (2.71)$$

La résolution de l'équation du transfert radiatif peut être réalisée par utilisation de plusieurs modèles, parmi lesquels on trouve le modèle DO qui résout cette équation pour un nombre

fini d'angles solides discrets ou chaque angle est associé à une direction fixée dans le système de coordonnées cartésiennes (O, x,y,z).

16. Définition du problème étudié

On veut étudier numériquement la convection naturelle dans deux types de serres fermées vides et avec plantes. Il s'agit d'une serre tunnel et d'une serre à pieds droits, leur géométrie est représentée ci-dessous.

Pour arriver à déterminer numériquement les champs de vitesse et de température, les différentes équations doivent être complétées par les conditions aux limites qui expriment physiquement ce qui se passe aux frontières du domaine d'étude.

Pour la vitesse, elle doit satisfaire la condition de non glissement aux parois, ceci est représenté sur la figure 1.

Pour les conditions aux limites thermiques, on a :

Pour la serre tunnel, on a imposé au plancher une densité de flux équivalente à une valeur moyenne du rayonnement solaire reçue par le plancher d'une serre pour une journée typique et pour la couverture deux types de conditions aux limites sont imposées, la première est un flux convectif et la deuxième est un flux radiatif qui est associé au flux convectif pour essayer de se rapprocher de la réalité.

Pour la serre à pieds droits, les mêmes conditions aux limites appliquées à la serre tunnel sont imposées et les surfaces verticales sont supposées adiabatiques.

Pour le régime instationnaire et à l'état initial, toutes les valeurs sont prises égales à zéro.

Les dimensions des deux types de serres sont représentées dans les figures ci-dessous. Les différentes dimensions sont choisies de telle sorte qu'elles soient proches de celles choisies par Lamrani et al (1997) durant leur première étude sur une maquette de serre monochapelle.

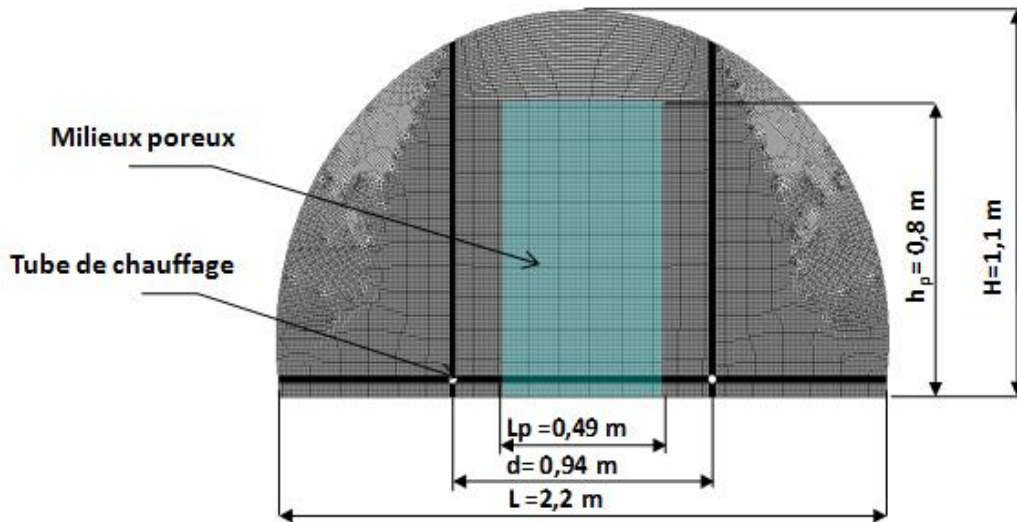


Figure 1. Serre tunnel avec une rangée de plantes

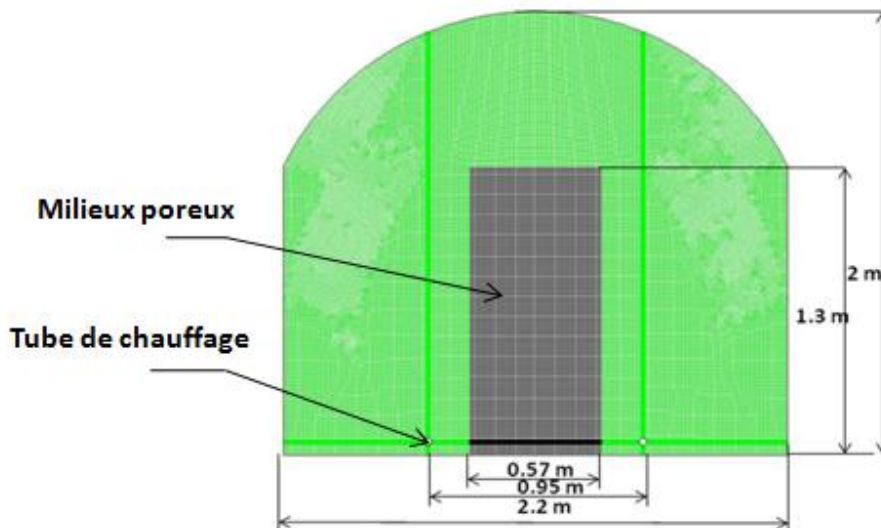


Figure 2. Serre tunnel à pieds droits avec une rangée de plantes

17. Nombre de Nusselt

Le taux de transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte fermée est déterminé par le nombre adimensionnel de Nusselt qui exprime le rapport du transfert convectif au transfert conductif, ceci est évalué par égalité à la paroi du transfert par conduction et par convection.

Le nombre de Nusselt local dépend de l'emplacement x et il est défini par :

$$Nu_{loc} = \frac{hx}{\lambda} \quad (2.72)$$

Le nombre de Nusselt moyen défini pour une surface de longueur L et basé sur le coefficient de transfert convectif moyen est donné par :

$$Nu_L = \frac{\bar{h}L}{\lambda} \quad (2.73)$$

Chapitre III

Modèle Numérique

1. Introduction

La résolution analytique des différentes équations qui décrivent un écoulement d'un fluide est presque impossible du fait que ces équations sont généralement des équations aux dérivées partielles couplées et non linéaires.

La résolution analytique de ces équations de transport est faisable dans le cas des simplifications majeures (écoulement parallèle, stationnaire, incompressible, ...)

Dans cette étude, il s'agit d'un écoulement d'air sous serres en présence d'un milieu poreux (rangée de plante), qui est régi par les équations fondamentales de conservation (équation de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie, modèle de turbulence, ...) dont le but est de déterminer principalement le champ de vitesse, la température et la pression.

Comme la résolution analytique de ces équations est très difficile et la méthode expérimentale est couteuse (cout des instruments de mesures) donc le recours à une méthode numérique est souvent indispensable.

La méthode numérique consiste à discrétiser les différentes équations qui décrivent le phénomène physique à étudier à fin d'arriver à des équations algébriques qui donnent l'état du fluide en tout point après maillage du domaine d'étude.

Avec les efforts fournis actuellement dans le développement des méthodes numériques et des logiciels de calcul, on peut arriver à déterminer avec détail et précision (erreur de calcul minimale) la variation des paramètres d'un écoulement dans le temps et dans l'espace malgré que la solution soit approximative.

Les logiciels de calcul (CFD) sont généralement basés sur différentes méthodes numériques et en particulier celle des volumes finis pour la résolution des équations de transport. Ils facilitent la tâche car ils permettent de donner des résultats rapides et relativement précis pour des applications variées contrairement aux cas des essais expérimentaux qui sont parfois très difficiles à réaliser et dans certains cas, on peut se trouver dans des situations où plusieurs paramètres varient en même temps.

La méthode des volumes finis, permet d'avoir une bonne discrétisation du domaine de calcul en arrivant à choisir un bon maillage (choix optimal entre le nombre de nœuds et le temps de calcul), comme elle permet aussi de choisir les différents algorithmes de couplage vitesse-pression (SIMPLE ; SIMPLER,...),...

Parmi, les logiciels qui existent sur marché, on trouve Fluent, CFX, Phoenics, Ansys,....

Les logiciels de calcul permettent aussi de donner avec une précision relative la variation temporelle et spatiale des différentes variables d'un écoulement qui est souvent un handicap pour le coté expérimental et ils peuvent aussi traiter plusieurs phénomènes physiques (échange thermique, échange massique, présence ou non du rayonnement thermique, écoulement réactif,...).

Dans cette étude on a fait appel au logiciel Ansys basé sur la méthode des volumes finis pour la résolution des différentes équations qui gouvernent l'écoulement d'air sous serres comme la résolution analytique est difficile. Ce logiciel est un outil de calcul très puissant ; il permet de simuler des écoulements complexes dans des configurations très variées.

Dans ce chapitre, on présente un résumé de la méthode des volumes finis utilisée par ce logiciel dans la résolution numérique des équations de transport.

2. Méthodes numériques utilisées dans la résolution des équations de de transport :

Après avoir défini les différentes équations aux dérivées partielles qui décrivent l'écoulement à étudier, il faut passer à la discrétisation de celles-ci (équations de Navier Stokes). Ceci consiste à remplacer les variations continues des variables de l'écoulement par des valeurs à des points discrets dans le temps et dans l'espace (information discrète). Il s'agit de transformer ces équations (difficiles à résoudre) écrites pour un domaine continu par d'autres qui sont algébriques (faciles à résoudre) sur un domaine subdivisé en sous domaines (volumes élémentaires).

Pour discrétiser les différentes équations de transport, plusieurs méthodes numériques sont utilisées, parmi celles-ci, on trouve les méthodes des différences finies, des volumes finis, la méthode spectrale et la méthode des éléments finis.

La méthode des différences finies est parmi les premières méthodes numériques utilisées dans la résolution numérique des équations différentielles et des équations aux dérivées partielles. Cette méthode simple dans son utilisation est basée sur le développement de Taylor dans l'approximation des différentes dérivées spatiales et temporelles. Elle est limitée dans son utilisation et elle est applicable au cas des géométries simples (régulières).

Dans le domaine de la dynamique et de la thermique des écoulements des fluides, la méthode des volumes finis s'est présentée comme une méthode robuste pour résoudre les équations de bilans pour différentes situations et pour des géométries complexes que la méthode des différences finies ne peut pas les résoudre.

Cette méthode a été développée la première fois par Patankar aux années 80, elle était exploitée pour des écoulements simples dans des configurations non compliquées puis elle s'est développée de plus en plus pour devenir un outil puissant dans la résolution numérique des équations qui décrivent des écoulements très compliqués (écoulements turbulents, compressibles, multiphasiques).

Actuellement, cette méthode est devenue la base des logiciels de calcul puissants qu'on trouve sur marché (Ansys, Phoenix, ...).

Le principe de cette méthode consiste à intégrer les différentes équations de bilan sur un volume de contrôle fragmenté en petits volumes élémentaires, après intégration, on obtient aux nœuds du maillage des équations algébriques ensuite on passe à la résolution de ce système d'équations. Cette méthode permet de satisfaire la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes de contrôle et sur le domaine d'étude, c.à.d. elle est conservative.

Cette méthode est largement utilisée en mécanique des fluides.

Dans son utilisation, la méthode des éléments finis était destinée au départ à la dynamique des structures, actuellement elle permet aussi de résoudre les problèmes de la mécanique des fluides.

C'est une méthode très puissante, elle a plusieurs applications dans le domaine de la mécanique des fluides et elle s'intéresse aussi aux cas des fluides non Newtonien dans des géométries complexes qu'on peut rencontrer dans le secteur de l'industrie (aérospatial,..).

Dans notre cas, on se limite à la méthode des volumes finis ou on essaye de la présenter brièvement. C'est la méthode utilisée par le logiciel Ansys dans la résolution des différentes équations qui régissent notre phénomène physique à étudier.

3. Présentation des équations de transport

Le système final d'équations de transport obtenu dans le chapitre précédent constitue les équations aux dérivées partielles qu'il faut résoudre avec utilisation du logiciel Ansys pour déterminer les variables qui caractérisent l'écoulement (pression, vitesse, température,...).

Dans la réalité, chaque équation de transport est discrétisée et résolue seule, mais comme les différentes équations ont la même forme, c'est à dire qu'elles satisfont la même équation d'advection diffusion, donc chaque variable calculée par le logiciel satisfait le même principe de conservation.

Donc pour simplifier l'étude, toutes les équations précédentes seront remplacées par une seule équation de la quantité transportée ϕ . Pour chaque variable ϕ , le coefficient de diffusion et le terme source sont définis selon l'équation traitée.

Si ϕ est la variable étudiée, l'équation de transport générale de cette variable est représentée par (Patankar, 1980) :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (3.1)$$

Γ_ϕ est le coefficient de diffusion de la variable ϕ et S_ϕ est le terme source.

Gambit utilise la forme générale des équations de conservation pour réaliser la discrétisation, ceci évite de refaire cette procédure pour chaque équation.

Seule l'équation générale de transport est discrétisée et le système d'équations algébriques obtenu est résolu pour chaque variable ϕ définie (u, v, w, T, \dots).

En comparant le système d'équations obtenues avant avec l'équation de transport générale, on peut identifier les variables suivantes (Patankar, 1980).

$$\phi = \begin{Bmatrix} 1 \\ \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \\ \bar{u}_3 \\ \bar{H} \\ k \\ \varepsilon \end{Bmatrix} \Gamma_\phi = \begin{Bmatrix} 0 \\ v \\ v \\ v \\ \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \\ v + \frac{v_t}{P_k} \\ v + \frac{v_t}{P_\varepsilon} \end{Bmatrix} S_\phi = \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_1} \right) - \overline{u'_j u'_1} \right) \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_2} \right) - \overline{u'_j u'_2} \right) \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_3} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_3} \right) - \overline{u'_j u'_3} \right) + f_3 \\ -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{u'_j H'} \right) + \frac{1}{\rho} \left(q + \frac{dP}{dt} \right) \\ -\overline{u'_i u'_j} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,p} \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

Les paramètres indiqués dans ce vecteur en suivant leur ordre correspondent respectivement aux variables de :

- L'équation de continuité.
- L'équation de de la quantité de mouvement suivant l'axe des x .
- L'équation de la quantité de mouvement suivant l'axe des y .
- L'équation de quantité de mouvement suivant l'axe des z .
- L'équation de conservation d'enthalpie (autre forme de l'équation de l'énergie)
- L'équation de l'énergie cinétique turbulente.
- L'équation de dissipation de la turbulence.

Il faut noter que tous les termes autres que ceux transitoires, convectifs et diffusifs sont regroupés dans le terme source correspondant S_ϕ .

4. Forme générale de l'équation de transport

Toute variable ϕ du système d'équations (3.2) peut être représentée par l'équation d'advection diffusion représentée sous la forme :

$$\underbrace{\frac{\partial \phi}{\partial t}}_{(A)} + \underbrace{\frac{\partial (u_i \phi)}{\partial x_i}}_{(B)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)}_{(C)} + \underbrace{S_\phi}_{(D)} \quad (3.3)$$

Les différents termes de cette équation sont :

- Le terme A représente le terme instationnaire.
- Le terme B représente celui de la convection.

- Le terme C représente celui de la diffusion.
- Le terme D représente le terme source.

5. Maillage

Le type et la procédure du maillage est une opération très importante dans l'étude numérique car elle influe sur la solution recherchée. Le choix du maillage est très utile car il permet d'obtenir un résultat significatif avec une grande précision. La méthode et la qualité du maillage influent aussi sur le temps de calcul et sur la convergence.

La méthode des volumes finis consiste à décomposer le domaine d'étude en des volumes élémentaires appelés volumes de contrôle ou chaque équation de transport décrite avant est intégrée le long du sous domaine élémentaire. Chaque volume de contrôle est composé d'un nœud principal et des faces, chaque face est définie par une lettre minuscule « e » (face est par exemple) indiquant sa position par rapport à l'axe principal passant par le nœud central dans le sens des x croissant et la position de la face « w » (face ouest par exemple) est dans la direction décroissante des x par rapport à l'axe principal passant par le nœud principal.

La même notation est utilisée pour les autres faces nord et sud.

Le centre de chaque maille est représenté par le nœud P et le centre des cellules voisines par E, W, N et S. Cette définition du volume de contrôle est représentée dans la figure ci-dessous.

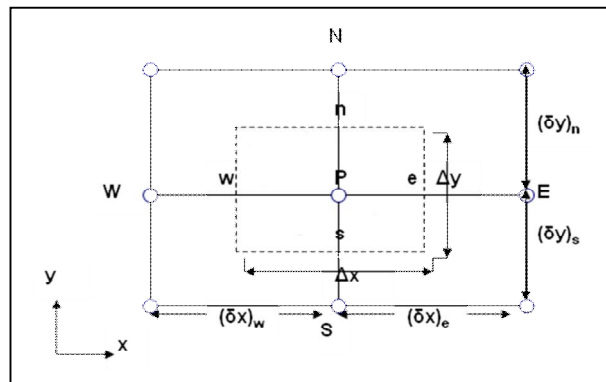


Figure .1 : Définition du volume de contrôle

Pour la méthode des volumes finis, les scalaires (pression, température, énergie cinétique,...) sont stockés au centre du volume de contrôle principal par contre les vecteurs (composantes de vitesses) sont stockés aux centres des faces de ce volume, donc les équations de transport associées aux grandeurs scalaires sont résolues en considérant le volume de contrôle principal tandis que les équations de transport représentant les équations de quantité de mouvement

sont résolues en considérant les volumes de contrôles décalés par rapport au volume de contrôle principal et ayant le centre de chaque face (du volume principal) comme nœud principal.

Ce type de maillage appelé maillage décalé permet une bonne estimation des flux convectifs et des différents gradients (flux diffusifs,...).

Afin d'utiliser la méthode des volumes finis, il est utile de suivre les étapes suivantes :

- Définir le domaine de calcul ainsi que son maillage en volume de contrôles élémentaires et choisir les volumes de contrôles aux limites (demi volume de contrôle ou volume de contrôle,...).
- Représentation intégrale des différentes équations de transport.
- Étude et choix des différents schémas de discrétisation spatiale et temporelle ainsi que le couplage des différents paramètres (Algorithmes SIMPLE, SIMPLER, PISO,...).
- Étude de la convergence et de la stabilité de chaque schéma.

6. Discrétisation

La discrétisation de l'équation de transport générale en utilisant la méthode des volumes finis est réalisée en suivant la procédure développée par Patankar (1980). Cette méthode consiste à intégrer cette équation sur le volume de contrôle représenté avant (figure .1).

Dans ce paragraphe, on présente brièvement la méthode de discrétisation des différentes équations.

L'équation de transport générale écrite sous forme commune peut être représentée dans la cas bidimensionnel (x,y) et instationnaire sous une autre forme:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y}(J_y) = S_\phi \quad (3.3)$$

Ou :

$$\begin{cases} J_x = \rho u\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \\ J_y = \rho v\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \end{cases} \quad (3.4)$$

J_x et J_y , sont les flux par unité de surface dans les directions x et y , ils sont dus à la convection et à la diffusion.

La discrétisation permet de transformer l'équation générale de transport en un système d'équations algébriques. L'intégration de l'équation (3.3) se fait sur un volume de contrôle et entre deux temps successifs t et $t + \Delta t$:

$$\underbrace{\int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dx dy dt}_{\text{I}} + \underbrace{\int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} \right) dx dy dt}_{\text{II}} = \underbrace{\int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e S_\phi dx dy dt}_{\text{III}} \quad (3.5)$$

Pour arriver à réaliser cette intégration, il est utile de faire les hypothèses suivantes :

- La variable ϕ suit une variation linéaire entre deux nœuds adjacents.
- Pour les différentes faces du volume de contrôle, les flux convectifs et diffusifs sont supposés uniformes.
- Le terme source est supposé uniforme sur le volume de contrôle.

6.1. Intégration des flux convectifs et diffusifs

L'intégration du deuxième terme de l'équation de transport ci-dessus (terme représentant le flux total de convection et diffusion) entre les temps t et $t + \Delta t$ sur le volume de contrôle est donnée par :

$$\text{II} = \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} \right) dx dy dt \quad (3.6)$$

Après intégration et simplification, on obtient :

$$\text{II} = (j_e - j_w + j_n - j_s) \Delta t \quad (3.7)$$

Avec :

$$j_e = (J_x)_e \Delta y, \quad j_n = (J_y)_n \Delta x, \quad j_w = (J_x)_w \Delta y, \quad j_s = (j_y)_s \Delta x$$

6.2. Intégration du terme source

L'intégration du terme source de l'équation de transport précédente entre les t et $t + \Delta t$ sur le volume de contrôle considéré est donnée après simplification par :

$$\text{III} = \int_t^{t+\Delta t} S_\phi \int_s^n \int_w^e dx dy dt = \overline{S_\phi} \Delta V \Delta t \quad (3.8)$$

Dans la méthode des volumes finis et pour assurer la convergence, le terme source suit une variation linéaire :

$$\overline{S_\phi} = S_c + S_p \phi_p \quad (3.9)$$

où S_c est la constante qui ne dépend pas explicitement de ϕ_p , S_p est le coefficient ou la pente de ϕ_p .

Pour assurer la convergence et la stabilité, S_p doit être inférieur à zéro (une des règles de la méthode des volumes finis).

6.3. Discrétisation temporelle

L'intégration du premier terme (terme transitoire) de l'équation de transport générale entre les temps t et $t + \Delta t$ sur le volume de contrôle donne :

$$\text{I} = \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dt \int_s^n \int_w^e dx dy = \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dt \Delta V = (\rho_p^1 \phi_p^1 - \rho_p^0 \phi_p^0) \Delta V \quad (3.10)$$

Les exposants 0 et 1 indiquent les temps t et $t + \Delta t$.

Dans l'intégration dans le temps des termes de l'équation d'advection diffusion principale, il faut connaître la variation de ϕ_i entre les instants t et $t + \Delta t$.

Pour cela, les schémas temporels suivants se présentent :

A) Schéma explicite

Dans ce cas, la variable à calculer ϕ_p^1 est obtenue explicitement en fonction de la variable initiale ϕ_p^0 . En utilisant le schéma explicite, le calcul se fait directement, par contre ce schéma doit satisfaire certains critères pour assurer la convergence et la stabilité (Patankar, 1980).

B) Schéma de Cranck-Nicolson

En utilisant ce schéma, on calcule ϕ_p^1 en fonction de ϕ_i^0 et ϕ_i^1 . Pour l'utilisation de ce schéma, il faut respecter le critère de convergence et de stabilité (Patankar, 1980). Ce schéma nécessite la résolution d'un système d'équations.

C) Schéma implicite

Pour ce schéma, la variation temporelle de toutes les variables est supposée dans le temps présent. La valeur ϕ_p^1 n'est pas calculée directement, donc le schéma est dit implicite. Ce schéma est inconditionnellement stable et dans son utilisation, il nécessite la résolution d'un système d'équations. C'est le schéma généralement utilisé dans la méthode des volumes finis.

6.4. Discrétisation spatiale

Afin d'arriver à déterminer la variable ϕ aux faces du volume de contrôle, il faut choisir un schéma de discrétisation adéquat. Ce schéma permet une représentation des flux diffusif et convectif sur les faces du volume de contrôle. Si on considère le cas stationnaire, après intégration de l'équation de transport principale, on obtient :

$$(j_e - j_w + j_n - j_s) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (3.11)$$

j_i est le flux total (convection et diffusion) calculé sur chaque interface du volume de contrôle. Ce flux s'écrit (sur la face Est par exemple) :

$$j_e = \left(\rho u \phi - \Gamma \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right)_e \quad (3.12)$$

Plusieurs schémas de discrétisation spatiale se présentent, parmi lesquels, on peut avoir :

6.4.1. Schéma aux différences centrées

Le schéma aux différences centrées est un schéma classique et simple. Afin d'évaluer les flux convectifs aux interfaces, on suppose que la variation de la variable ϕ entre deux nœuds voisins est linéaire. Si on suppose que les faces sont localisées au milieu des nœuds voisins, les termes convectifs pour les faces est et ouest sont calculés par :

$$\begin{cases} \phi_e = \frac{1}{2} (\phi_E + \phi_P) \\ \phi_w = \frac{1}{2} (\phi_P + \phi_W) \end{cases} \quad (3.13)$$

De même pour les autres faces.

Les flux diffusifs pour les deux faces sont approximés par :

$$\begin{cases} \Gamma_e \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e = \Gamma_e \frac{\phi_E - \phi_P}{(\delta x)_e} \\ \Gamma_w \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w = \Gamma_w \frac{\phi_P - \phi_W}{(\delta x)_w} \end{cases} \quad (3.14)$$

En remplaçant les termes convectifs et diffusifs par leurs expressions après discrétisation de l'équation de transport, on obtient :

$$a_p \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.15)$$

Avec : $a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta V$;

Les différents coefficients ont pour expression :

$$a_I = D_i \pm \frac{C_i}{2} \quad (3.16)$$

L'indice I représente les nœuds des volumes de contrôles et l'indice i représente les faces de ce dernier.

$b = S_c \Delta V$ et $D_i = \frac{\Gamma}{\delta x_i}$ est la conductance de la diffusion qui est toujours positive et

$C_i = (\rho u_i)$ est le flux convectif par unité de surface qui peut être positif ou négatif, suivant la direction de l'écoulement.

Les coefficients de discrétisation a_I regroupent les flux convectifs et diffusifs. Ils doivent avoir un signe positif (une des règles de base de la méthode des volumes finis).

Les coefficients a_I peuvent s'exprimer en fonction du nombre de Peclet (P_e) par :

$$a_I = D_i \left(1 \pm \frac{P_{ei}}{2}\right) \quad (3.17)$$

Avec

$$P_{ei} = \frac{C_i}{D_i} = \frac{(\rho u_i)(\delta x_i)}{\Gamma} \quad (3.18)$$

Pour arriver à avoir les coefficients positifs, il faut que le nombre de Peclet P_e soit dans l'intervalle $[-2, 2]$ et $S_p \leq 0$.

6.4.2. Schéma Upwind (UPS)

Ce schéma est appliqué aux écoulements fortement convectifs. Dans ce cas, la variable ϕ n'est plus approximée à l'interface. Si on considère les flux convectifs par unité de surface pour les faces est et ouest par exemple, ce schéma s'applique de la façon suivante :

$$\begin{cases} \phi_e = \phi_P & \text{si } C_e \geq 0 \\ \phi_e = \phi_E & \text{si } C_e < 0 \end{cases} \quad (3.19)$$

De même pour les autres faces. Cette condition peut être remplacée par :

$$\|A, B\| = \max(A, B) \quad (3.20)$$

Le schéma Upwind s'écrit pour deux faces est et ouest :

$$\begin{cases} C_e \phi_e = \phi_P \|C_e, 0\| - \phi_E \| -C_e, 0\| \\ C_w \phi_w = \phi_W \|C_w, 0\| - \phi_P \| -C_w, 0\| \end{cases} \quad (3.21)$$

De même pour les autres faces.

En introduisant les différentes expressions des différents flux dans l'équation de discrétisation, on obtient :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.22)$$

Avec :

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta V ; b = S_c \Delta V$$

Où les coefficients a_E, a_W sont donnés par (de même pour les autres coefficients) :

$$\begin{cases} a_E = D_e + \| -C_e, 0\| \\ a_W = D_w + \| C_w, 0\| \end{cases} \quad (3.23)$$

Pour ce schéma, tous les coefficients sont positifs, donc il est stable par contre, il estime mal la diffusion (présence de la diffusion numérique).

6.4.3. Schéma Hybride (HDS)

Ce schéma est développé par Spalding (1972). Le schéma hybride est la superposition des deux schémas centrés et Upwind.

Avec ce schéma, la variable ϕ s'écrit aux différentes interfaces du volume de contrôle :

$$\begin{cases} \phi_e = \alpha_e \phi_P + (1 - \alpha_e) \phi_E \\ \phi_w = \alpha_w \phi_W + (1 - \alpha_w) \phi_P \end{cases} \quad (3.24)$$

Les coefficients α_i ($i = e, w, n, s$) sont définis par :

$$\alpha_i = \begin{cases} 0 & \text{si } P_e < -2 \quad \rightarrow \text{Schéma Upwind} \\ \frac{1}{2} & \text{si } |P_e| \leq 2 \quad \rightarrow \text{Schéma centré} \\ 1 & \text{si } P_e > 2 \quad \rightarrow \text{Schéma Upwind} \end{cases} \quad (3.25)$$

En substituant les valeurs prises par la variable ϕ dans l'équation de transport, on aura :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.26)$$

Avec :

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta V ; b = S_c \Delta V$$

Les deux premiers coefficients s'expriment par (de même pour les deux autres) :

$$\begin{cases} a_E = \left\| -C_e, D_e - \frac{C_e}{2}, 0 \right\| \\ a_W = \left\| C_e, D_w + \frac{C_w}{2}, 0 \right\| \end{cases} \quad (3.27)$$

Ce schéma permet de définir la direction de l'écoulement dans chaque cellule. Il est le plus utilisé dans le cas des vitesses faibles, où les effets de la diffusion sont importants.

6.4.4. Schéma Upwind d'ordre supérieur

Pour arriver à réduire la diffusion numérique liée au schéma Upwind d'ordre un, d'autres schémas d'ordre supérieurs ont été proposés, il s'agit des schémas d'ordre 2 et 3.

Pour discrétiser le terme de diffusion, ces schémas utilisent les différences centrées, par contre pour les termes convectifs, ces schémas utilisent plus de points contrairement au schéma d'ordre un qui considère uniquement les valeurs aux centres des cellules amont.

Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations de transport bien que les termes diffusifs sont discrétisés au second ordre pour avoir plus de précision.

6.5. Calcul des Flux de diffusion

Pour calculer les différents flux de diffusion aux interfaces des volumes de contrôles, il faut passer par des interpolations des scalaires aux faces de ces derniers. Ces scalaires sont stockés au centre de chaque volume de contrôle.

Parmi ces paramètres, on trouve le coefficient de diffusion.

Généralement, deux types d'interpolation peuvent être utilisés pour calculer les scalaires aux faces du volume de contrôle et en particulier le coefficient de diffusion : La moyenne arithmétique et la moyenne harmonique.

6.5.1. Moyenne arithmétique

Dans la méthode des volumes finis, le coefficient de diffusion qui est un scalaire est stocké aux nœuds principaux.

En utilisant une interpolation linéaire entre les valeurs aux nœuds voisins, on peut estimer la valeur du coefficient de diffusion à l'interface.

A la face *est* (par exemple), le coefficient de diffusion est calculé à partir des valeurs aux nœuds *P* et *E* :

$$\Gamma_e = f_e \Gamma_P + (1 - f_e) \Gamma_E \quad (3.28)$$

f_e est le coefficient d'interpolation linéaire. La même méthode est utilisée pour les autres faces.

6.5.2. Moyenne harmonique

Le deuxième type d'interpolation donne une autre approximation du coefficient de diffusion à la face *est* (par exemple) par la relation suivante :

$$\Gamma_e = \left(\frac{1 - f_e}{\Gamma_P} + \frac{f_e}{\Gamma_E} \right)^{-1} \quad (3.29)$$

Le calcul de ce coefficient est basé sur le calcul des différents flux (Patankar, 1980).

Cette interpolation est meilleure que la première dans l'estimation des flux diffusifs surtout dans le cas des grandes vitesses non uniformes.

7. Algorithme de résolution

Plusieurs algorithmes sont utilisés pour résoudre simultanément l'équation de continuité et celle de quantité de mouvement qui décrivent l'écoulement entre les étapes de prédiction et de correction.

Parmi ces algorithmes, on trouve l'algorithme PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) développé par Issa (1985) et Issa et al. (1991), cet algorithme utilise un seul maillage pour le calcul des variables scalaires et vectorielles (toutes les variables sont calculées en un seul point). Les algorithmes SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) et SIMPLER (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations Revised) utilisent un maillage décalé ou les scalaires sont calculés au nœud principal du maillage et les vecteurs sont calculés aux interfaces.

L'Algorithme PISO, permet d'utiliser une mémoire réduite dans les différents calculs.

Dans la résolution des équations aux dérivées partielles couplées, ces algorithmes utilisent des techniques de résolution ou une série d'opérations successives dans un pas de temps sont à suivre dans la résolution simultanée de l'équation de continuité et de quantité de mouvement.

Dans ce qui suit on expose brièvement les différentes opérations qu'il faut suivre pour les algorithmes PISO et SIMPLER.

7.1. Algorithme PISO

Pour cet algorithme, il est nécessaire de suivre les étapes suivantes :

1. Les composantes du vecteur vitesse, la pression et la température calculées au pas de temps précédent (P, u, T) servent comme variables de départ pour le calcul des variables estimées u^* et T^* en se basant sur les équations de la quantité de mouvement et de l'énergie.

2. Généralement pour cette étape, le vecteur vitesse calculé ne satisfait pas l'équation de conservation de masse, une équation de *Poisson* pour la pression qui est le résultat de la

combinaison de l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité permet d'estimer la pression P^* , qui satisfait la continuité. Dans cette seconde opération, on peut calculer la masse volumique du fluide.

3. On remplace les valeurs de la pression P^* et la masse volumique ρ^* , obtenues dans la deuxième étape, dans l'équation de quantité de mouvement pour calculer la vitesse corrigée u^{**} ensuite on introduit cette vitesse dans l'équation de l'énergie pour calculer une nouvelle valeur de la température T^{**} .

4. On fait appel une autre fois à l'équation elliptique de pression en se basant sur la vitesse corrigée u^{**} et on calcule de nouveau la pression corrigé P^{**} .

5. A partir des valeurs estimés u^{**} et P^{**} , on résout l'équation de quantité de mouvement pour déterminer la vitesse finale u^{***} , à partir de cette vitesse on détermine la température finale T^{***} en résolvant l'équation d'énergie.

6. Les vitesse u^{***} , la pression P^{**} et la température T^{***} sont solution des deux équations de continuité et de quantité de mouvement, alors on passe au pas temps suivant d'un un pas de temps Δt et les variables $(T^{***}, \vec{u}^{***}, P^{**})$ du pas de temps précédent servent comme valeurs initiales pour la première opération et le processus se répète du début jusqu'à la fin (convergence).

7.2. Algorithme SIMPLER

L'algorithme SIMPLER est aussi une technique de prédiction correction, qui permet de déterminer la vitesse et la pression tout en satisfaisant la continuité et à l'équation de quantité de mouvement.

Les différentes étapes à suivre dans cet algorithme sont :

- Estimation du vecteur vitesse,
- Calcul des différents coefficients pour les équations du mouvement et calcul des pseudo-vitesses U'' et V'' ,
- Calcul des coefficients de l'équation de pression et détermination du champ de pression,

- Supposer que la pression P comme une pression estimée P^* et résoudre les équations de mouvement pour déterminer les vitesses U^* et V^* ,
- Calculer le terme b de l'équation de correction de pression et passer à sa résolution pour déterminer les corrections de pression P' ,
- Correction des valeurs des vitesses,
- Pour le cas d'un écoulement turbulent résoudre les équations de transport pour k et ε .

Cette série d'opérations doit être répétée jusqu'à convergence du processus itératif.

7.3. Schémas d'interpolation de la pression

Différents schémas de calcul de la pression aux interfaces peuvent être utilisés. Le schéma PRESTO est utilisé pour l'étude présente. La valeur de la pression aux interfaces est calculée de la façon que celle calculée dans le cas du maillage décalé.

8. Quelques détails de résolution des différentes équations de transport

8.1. Sous relaxation

Dans la résolution des différentes équations et pour accélérer ou retarder le processus itératif, on introduit la relaxation. Pour les problèmes fortement non linéaires, on introduit la sous relaxation pour accélérer la convergence. Le critère de sous relaxation réduit le changement des paramètres durant chaque itération.

La valeur calculée dépend de la valeur précédente et de l'écart entre elles.

Dans ce cas un coefficient de sous-relaxation α ($0 < \alpha < 1$) est introduit.

$$\phi_p = \phi_p^* + \alpha(\Delta\phi) \quad (3.30)$$

α est le coefficient de relaxation.

ϕ_p^* est la valeur de ϕ_p à l'itération précédente.

Pour notre cas et pour accélérer la convergence, les valeurs des coefficients des sous relaxations sont choisies comme suit :

Pression	Quantité de mouvement	Énergie	Densité	Énergie cinétique	Dissipation visqueuse
0.3	0.7	0.9	1	0.8	0.8

Tableau .1 : Valeurs des coefficients de sous relaxation

8.2. Critères de convergence

La convergence des résultats (arrêt des calculs) est assurée si le critère ci-dessous est vérifié. Pour chaque itération et pour chaque variable (vitesse, pression, température, ...), il faut satisfaire :

$$r_\phi = \frac{\sum_{\text{mailles}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right|}{\sum_{\text{mailles}} a_p \phi_p} < \varepsilon \quad (3.31)$$

Ce critère est appelé aussi résidu. Au cours des calculs, il est conseillé de voir la valeur et sa variation, une fois elle est constante on atteint la convergence.

ε est la valeur du résidu.

9. Méthode de décomposition LU

Après discrétisation des différentes équations de transport, on arrive à avoir un système d'équations algébriques non linéaires (les différents coefficients sont fonction des variables à calculer).

Dans cette forme algébrique, généralement le nœud principal est en relation avec les quatre nœuds adjacents donc on arrive à obtenir une matrice penta diagonale et le reste des coefficients sont nuls. Donc dans la résolution du système d'équations ayant cette matrice, il est utile d'utiliser une méthode efficace qui permet de tenir compte uniquement des coefficients non nuls, ce qui permet d'avoir un gain dans le temps de calcul.

Plusieurs méthodes permettent de résoudre ce genre de systèmes d'équations, on trouve les méthodes directes et les méthodes itératives ou chacune d'elles a ses avantages et ses inconvénients.

La méthode généralement utilisée est celle de la décomposition de la matrice de départ en deux matrices l'une triangulaire inférieure et l'autre triangulaire supérieure et la résolution se fait avec double balayage : Algorithme de Thomas TDMA (Tri Diagonal Matrix Algorithm).

Cette méthode est efficace dans le cas des systèmes ayant des matrices d'une petite largeur de bande (Patankar, 1980).

10. Méthode ADI

Dans la résolution des équations de transport, cette méthode permet de diviser le pas de temps Δt en deux pas de temps $\Delta t/2$ ou les différentes équations sont résolues implicitement dans

la première direction pour le premier pas de temps (prédicteur) et la même méthode est suivie pour le deuxième pas de temps $\Delta t/2$ pour la deuxième direction (correcteur). Pour chaque direction, on obtient un système d'équations où la matrice à résoudre est tridiagonale.

Cette méthode permet de réduire l'erreur due à la méthode numérique.

Elle est la plus recommandée dans la résolution des différentes équations sauf l'équation de pression qui est une équation elliptique où on utilise généralement l'algorithme PISO.

Pour les différents logiciels de calcul, cette méthode est choisie par défaut.

11. Condition aux limites

Pour résoudre les différentes équations qui décrivent l'écoulement (solution unique), il faut introduire les conditions aux limites. Pour cela, différentes conditions aux limites sont utilisées par les logiciels de calcul et on peut citer :

- Entrée du fluide (Inlet) : toutes les propriétés du fluide sont connues sauf la pression.
- Sortie du fluide (Outlet) : On peut supposer que le régime est établi (écoulement développé), ceci est équivalent à une invariance des paramètres de l'écoulement par rapport à la direction considérée.
- Axe de symétrie : Les gradients de toutes les variables sont nuls.
- Parois rigides : La vitesse satisfait la condition de non glissement. Les conditions aux limites pour les deux équations de transport k et ε devront être adaptées dans le cas de l'emploi d'une loi de paroi.

12. Calcul du flux radiatif

Pour tenir compte dans notre étude du transfert radiatif, on introduit un des modèles existants au niveau du logiciel Ansys. Parmi ces modèles, on trouve :

-Le modèle radiatif surface-surface (S2S) qui est utilisé dans la modélisation du transfert de chaleur par rayonnement sans introduction du milieu, c'est le cas des enceintes fermées et comme application on trouve le transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire. Ce modèle est basé sur la détermination du facteur de forme et il est caractérisé par un temps de calcul itératif très rapide.

Cependant le temps de calcul est relativement grand lorsque on s'intéresse au calcul des facteurs de formes des surfaces émettrices / absorbantes qui sont des faces polygonales.

Le modèle S2S suppose que toutes les surfaces sont diffuses.

La nécessité de stockage et de mémoire est importante lorsque le nombre de surface augmente. Cette contrainte peut être surmontée en regroupant les surfaces.

-Le modèle des ordonnées discrètes (DO) est plus puissant, il couvre toute la gamme des épaisseurs optiques et permet de trouver une solution aux différents problèmes qui tiennent compte soit du rayonnement de surface à surface au rayonnement dans les problèmes de combustion. Ce modèle peut être utilisé dans des milieux semi-transparents.

Les besoins en temps de calcul et en mémoire ne sont pas trop importants.

13. Code de calcul Ansys

Ce code de calcul est basé sur une technique CFD qui est constituée de plusieurs méthodes numériques permettant de résoudre approximativement les équations de transfert d'un fluide en écoulement quand la solution analytique est difficile. Le logiciel ANSYS utilisé comme outil de calcul dans cette étude dispose d'une grande flexibilité et d'un nombre important d'applications. Il permet aussi de construire des géométries complexes avec différentes structures de maillage.

Actuellement, Le logiciel ANSYS est parmi les logiciels commerciaux les plus utilisés dans la simulation de la dynamique des fluides.

Chapitre IV

Résultats et discussion

1. Introduction

Après avoir défini le problème physique à étudier et les objectifs de cette étude, nous présentons et nous analysons dans ce chapitre les résultats obtenus de la simulation numérique. Ceci nous permet d'analyser le microclimat sous serres fermées vides et fermées avec une rangée de plantes. Les serres étudiées sont des serres maquettes dont les dimensions sont proches de celle utilisée par Lamrani (1997) dans son étude et qui a une forme monochapelle.

Nous rappelons que ces résultats sont obtenus par utilisation du logiciel Ansys.

Deux types de serres ont été traités : La serre tunnel ayant un faceur d'aspect ($L/H=2$) et la serre à pieds droits ($L/H=1$). Les dimensions et la géométrie de chaque type de serres sont représentées dans le deuxième chapitre.

Chaque configuration est étudiée dans le cas de la convection pure et dans le cas de la convection couplée au rayonnement avec deux types de conditions aux limites qui expriment les pertes thermiques vers l'extérieur : Pertes convectives et pertes convectives couplées au rayonnement. Le fluide utilisé en écoulement sous serres est de l'air ayant les propriétés standard connues (tableau 1).

Masse volumique	Viscosité dynamique	Conductivité thermique	Chaleur spécifique	Nombre de Prandtl
1.17 Kg/m ³	1.85x10 ⁻⁵ Kg/m.s	0.0262 W/m.K	1004J/Kg.K	0.7

Tableau1 : Propriétés du fluide utilisé (air)

Les résultats obtenus sont analysés sous formes de champs de vitesse et de température.

Pour cette étude, on'a pu aussi déterminer la valeur du nombre adimensionnel de Nusselt qui caractérise le transfert thermique sous le système serre.

Pour la discrétisation spatiale, le schéma Upwind du deuxième ordre est utilisé pour les termes convectifs et le schéma implicite est utilisé pour le temps. D'après des études numériques faites dans ce domaine, la convergence est accélérée en introduisant des facteurs de sous relaxation pour les différents paramètres. Les différents coefficients de sous relaxation sont donnés dans le chapitre précédent.

Les équations discrétisées sont résolues par une méthode itérative et la convergence est assurée quand le critère suivant est satisfait :

$|\varphi^{n+1} - \varphi^n| \leq \psi$, ou φ représente chaque variable calculée et n donne le nombre d'itérations.

Le critère de convergence ψ varie pour chaque variable. La convergence est atteinte quand les résidus des différentes variables sont constants et la température moyenne du domaine de calcul demeure constante (Figures 1 et 2).

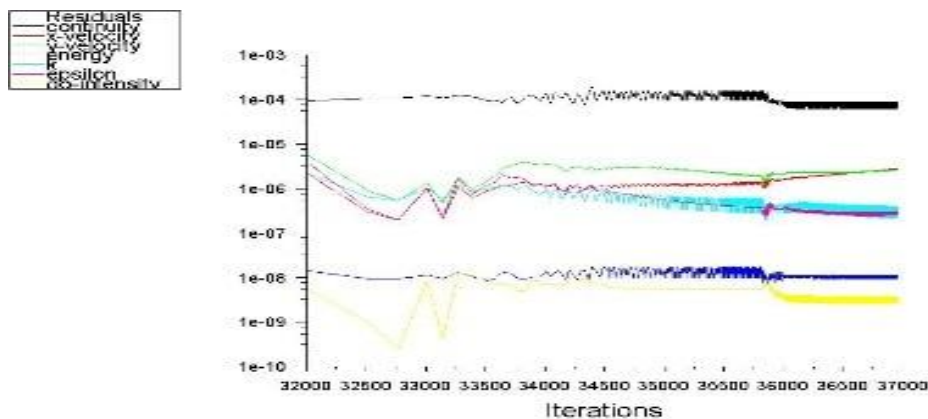


Figure 1. Variation du résidu pour une des configurations étudiées

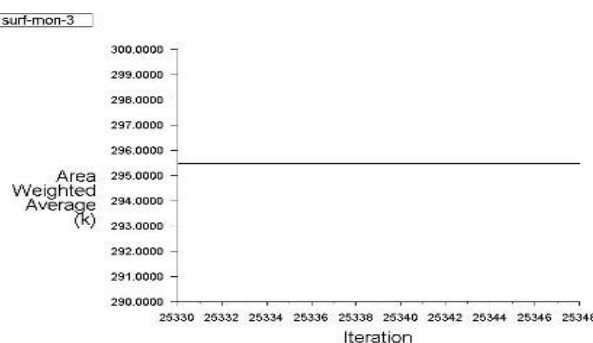


Figure 2. Variation de la température en un point pour la configuration étudiée.

Le maillage doit être choisi d'une façon convenable afin de réduire le temps de calcul et d'éviter son effet sur les résultats obtenus. Il doit être ni trop large ni trop dense avec un raffinement proche des parois pour capter les différents gradients.

Le maillage présent a été choisi après étude de l'indépendance de celui-ci des résultats obtenus et chaque configuration est caractérisée par son maillage.

La densité de maillage affecte le nombre d'itérations permettant d'assurer la convergence.

2. Calcul du coefficient d'échange convectif

Dans cette étude, la valeur du coefficient du transfert de chaleur par convection utilisé dans l'expression des pertes convectives au niveau de la couverture de la serre peut être déterminée à partir de la relation suivante (Incropera et al, 1990) :

$$Nu = 0.68 + 0.67 Ra^{0.25} / [1 + [0.492 / Pr]^{9/16}]^{4/9} \quad (1)$$

Sa valeur est de l'ordre de : $h = 2.5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Le nombre de Rayleigh utilisé dans cette expression est basée sur la hauteur de la serre et son expression est donnée par :

$$Ra = \frac{g\beta H^4 q}{\alpha\nu\lambda} \quad (2)$$

Où q est la densité de flux de chauffage équivalente imposée au plancher. Avec les différentes valeurs introduites dans le calcul de ce nombre adimensionnel, le régime d'écoulement correspondant à la convection naturelle est turbulent.

La valeur du coefficient d'échange par convection peut être aussi calculée à partir de la relation ci-dessous qui est valable pour une vitesse du vent $w \leq 6.3 \text{ m.s}^{-1}$ (Abdel-Ghany and Kozai, 2006). Pour notre cas, on a utilisé des vitesses faibles du vent.

$$h = 0.95 + 6.76w^{0.49} \quad (3)$$

3. Cas de la serre tunnel vide

La géométrie et les dimensions de cette serre sont représentées dans le chapitre 2. Elle a un facteur d'aspect égal à deux. Ce coefficient représente le rapport de la longueur à la hauteur.

3.1. Maillage utilisé

Le maillage utilisé dans le cas de la serre tunnel vide et chauffée est représenté dans la figure ci-dessous. Pour le maillage, on a essayé de faire un choix de telle sorte qu'il soit raffiné proche des parois et moins dense en allant vers le centre, ceci permet de déterminer avec précision les gradients de vitesse et de température en diminuant le temps de calcul.

Le nombre de nœuds choisis dans le cas de cette serre tunnel est (180x110).

Ce maillage est utilisé dans toutes les configurations étudiées de la serre tunnel: serre vide en convection naturelle et en convection couplée avec le rayonnement pour les deux types de conditions aux limites.

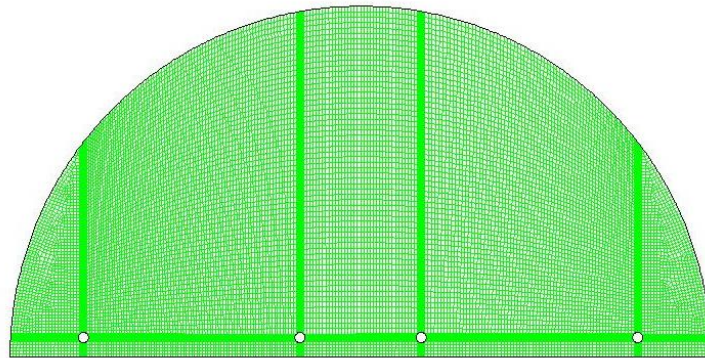


Figure 3. Maillage utilisé :
Cas d'une serre tunnel vide et chauffée

Afin d'étudier le micro climat sous serres en se rapprochant des conditions réelles, deux types de conditions aux limites ont été choisies et imposées à la couverture de la serre.

Le premier type est une condition aux limites qui exprime les pertes thermiques convectives vers l'extérieur qui est généralement utilisée dans les différentes études et

le deuxième type est une condition aux limites mixte (convection couplée au rayonnement) qui est proche de la réalité et qui est moins utilisée dans les différentes études réalisées dans ce domaine. Ensuite on a procédé à une comparaison des différents résultats obtenus pour les deux types de pertes thermiques avec et sans transfert radiatif.

3.2. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux convectif

Dans cette première partie de l'étude de la convection pure et de la convection couplée dans la serre vide et chauffée, on a déterminé les différents résultats sous la condition aux limites du type flux convectif. Dans cette étude, la puissance de chauffage peut varier et peut prendre plusieurs valeurs.

3.2.1. Champ dynamique

Dans la première partie de l'étude du climat, on s'est intéressé à l'étude dynamique de l'écoulement d'air en convection naturelle dans la serre tunnel. Pour cela, on a essayé de déterminer la circulation d'air et la variation de vitesse pour différentes valeurs des flux de chaleur imposés aux tubes. Dans la présentation de nos résultats, on s'est limité à la valeur de 100 W/m^2 .

Le nombre de Rayleigh correspondant pour cette étude et pour tous les cas traités est supérieur à la valeur critique qui est de l'ordre de 10^8 , donc on traite de la convection naturelle turbulente.

Pour le cas de la convection couplée au rayonnement, le fluide est supposé transparent et les parois sont supposées comme des corps noirs pour considérer uniquement le cas du rayonnement des parois.

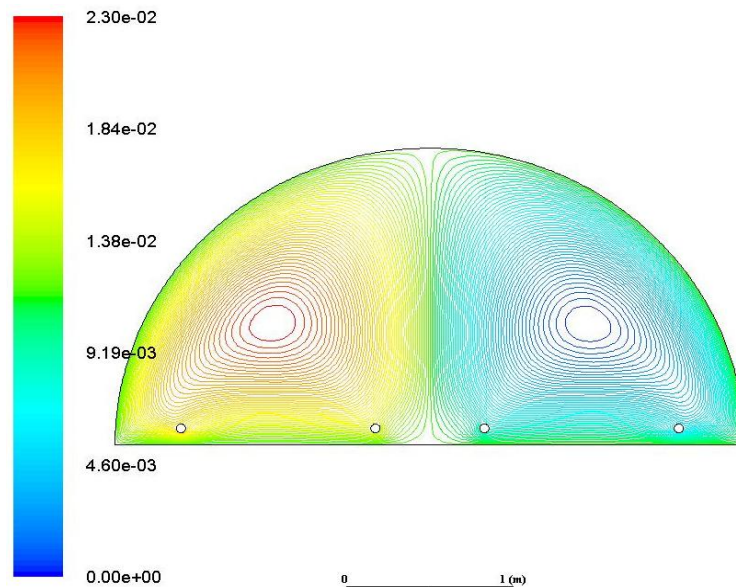
3.2.1.1. Lignes de courant

Dans le cas de la serre tunnel chauffée et vide et pour les deux cas étudiés de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement pour le premier type de conditions aux limites, les lignes de courant sont représentées dans la figure ci-dessous (figure 4).

Pour les deux configurations, on constate qu'on a formation de deux rouleaux contra rotatifs de circulation du fluide, ceci est en bon accord avec le facteur d'aspect (L/H) qui est égale à deux.

Le mouvement de l'air est dû au fait que le fluide chaud s'écoule vers le haut au centre de la serre, il dégage de la chaleur au toit et descend de part et d'autre de la couverture de la serre, ce mouvement est le résultat de la différence de densités dues à une différence de températures. Ceci est équivalent au phénomène classique de Rayleigh-Bénard.

On constate que l'introduction du rayonnement thermique n'affecte pas la structure de l'écoulement. Il influe sur la circulation du fluide en regardant les valeurs des lignes de courant. Le fluide est moins accéléré, donc ce phénomène influe sur l'intensité de la convection.



(a)

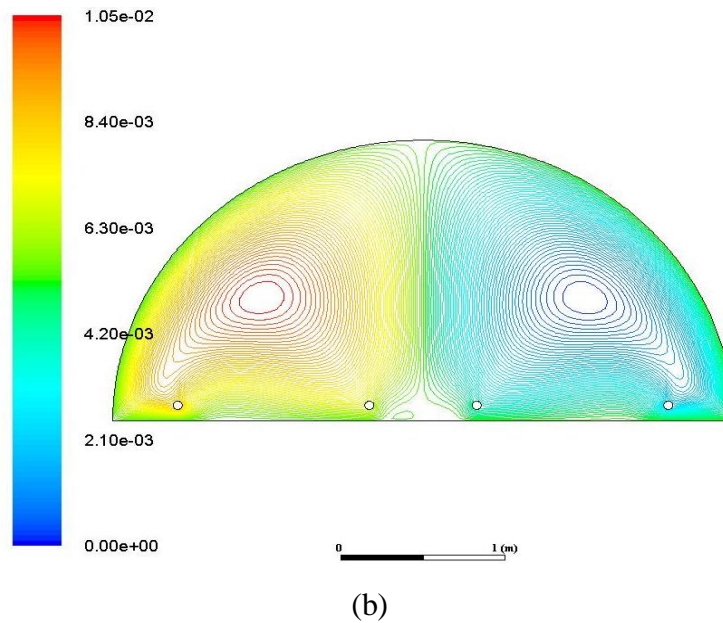


Figure 4. Lignes de courant dans le cas de la serre vide et chauffée :

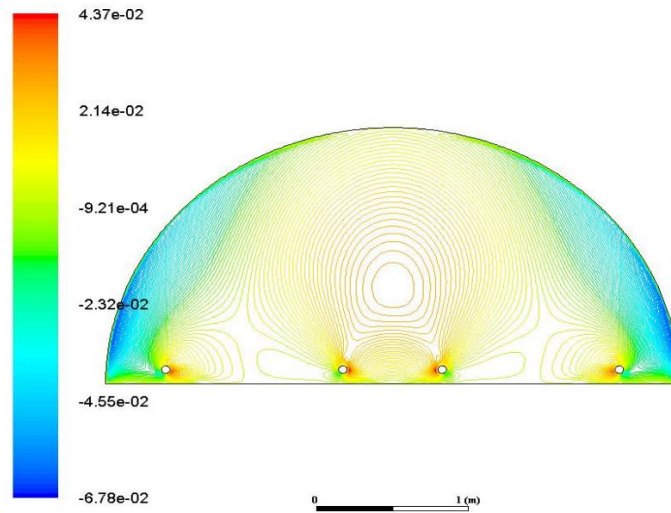
(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

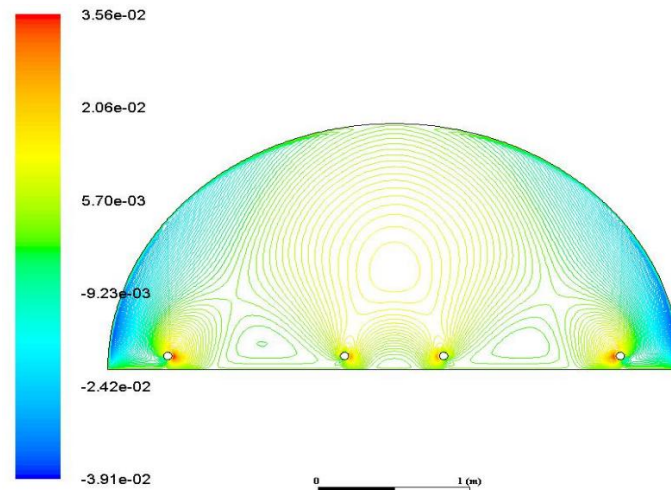
3.2.1.2. Champs de vitesse

Pour la serre tunnel, la composante de la vitesse suivant la direction y est représentée dans les figures ci-dessous (figure 5) pour le cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement. On constate qu'elle est maximale au centre la serre et elle diminue en se rapprochant des parois, ceci est dû à la circulation d'air.

On constate que l'allure de cette composante de vitesse est la même pour les deux configurations, cependant le fluide est moins accéléré en présence du rayonnement thermique. L'introduction du rayonnement thermique rend l'écoulement moins accéléré.



(a)



(b)

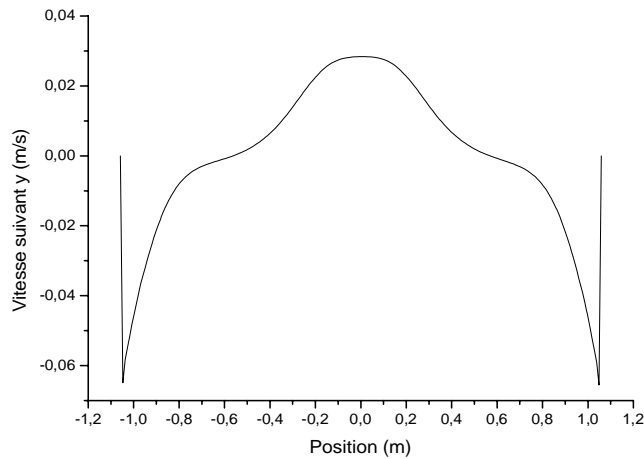
Figure 5. Variation de la composante de vitesse suivant l'axe Oy dans le cas de la serre vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

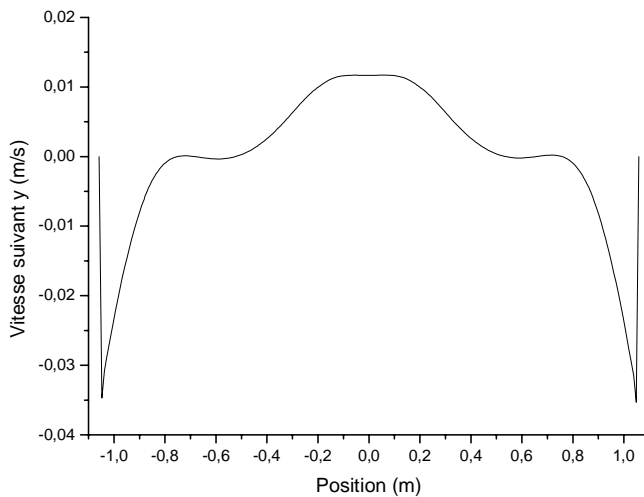
(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

A une position donnée ($y=Cte$) située en haut de la serre, la variation de la composante de vitesse suivant Ox est représentée ci-dessous (figure 6).

On constate que l'allure de la vitesse est la même pour le cas de la convection pure et le cas de la convection couplée, par contre, le fluide est moins accéléré dans le cas où on a considéré le rayonnement thermique. Le profil de cette vitesse est dû à la recirculation du fluide (présence de deux cellules convectives).



(a)



(b)

Figure 6. Profil de la composante de vitesse suivant Oy à un plan donné dans le cas de la serre vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

Pour cette composante de vitesse, on constate aussi qu'elle est symétrique par rapport à la médiane passant par le centre de la serre.

L'introduction du rayonnement thermique n'affecte pas le mouvement général du fluide.

La vitesse à l'intérieur de la serre varie d'une région à une autre, cette variation affecte le développement de la plante.

3.2.2. Champ de température

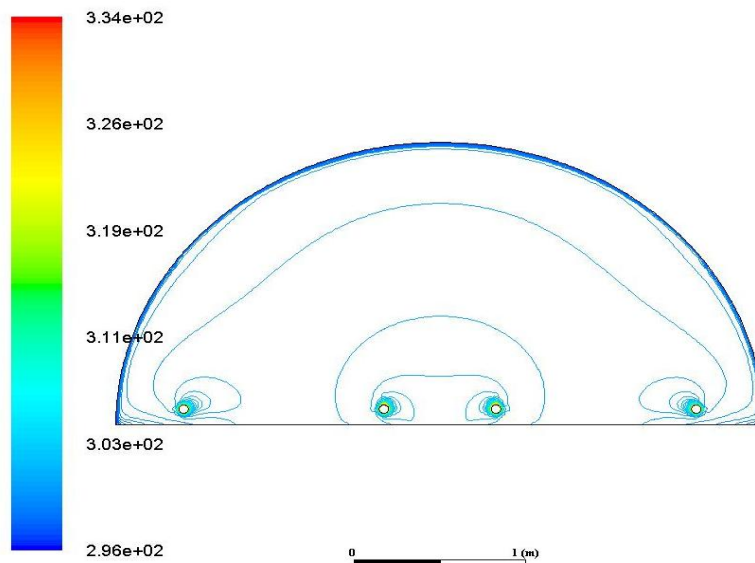
Dans cette partie, on s'est intéressé aux résultats thermiques de la convection naturelle pure et celle couplée au transfert thermique radiatif sous serre tunnel chauffée avec des tubes.

La variation de la température pour les deux configurations étudiées est représentée dans la figure ci-dessous (figure 7).

Pour ce type de serre, on constate que proche des parois et des tubes l'apparition des isothermes, ceci correspond aux gradients de températures qui sont importants proches de ces surfaces.

Ces gradients sont significatifs dans le cas de l'introduction du rayonnement et dans ce cas les isothermes suivent mieux les parois.

Plus le flux de chauffage est important plus les gradients thermiques diminuent. Pour des flux de chauffage faibles, la conduction se présente et pour des flux de chauffage importants la convection devient significative.



(a)

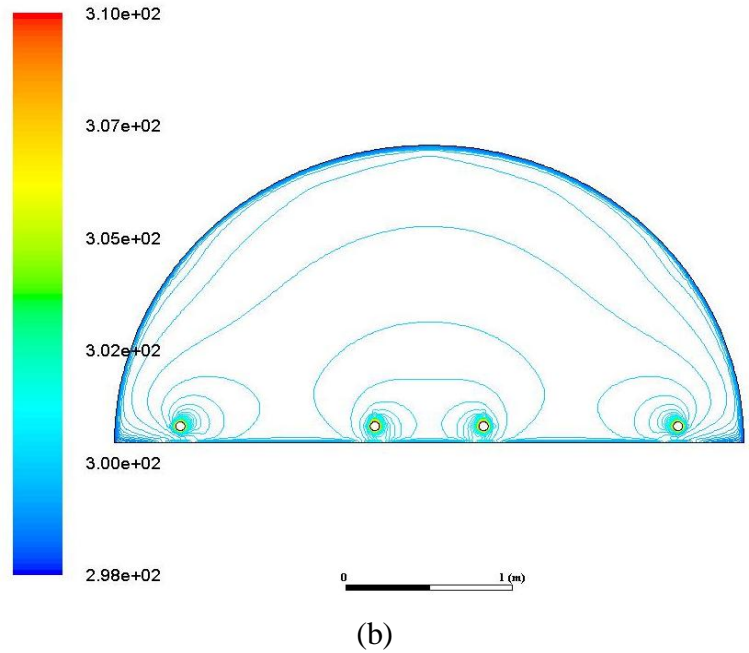
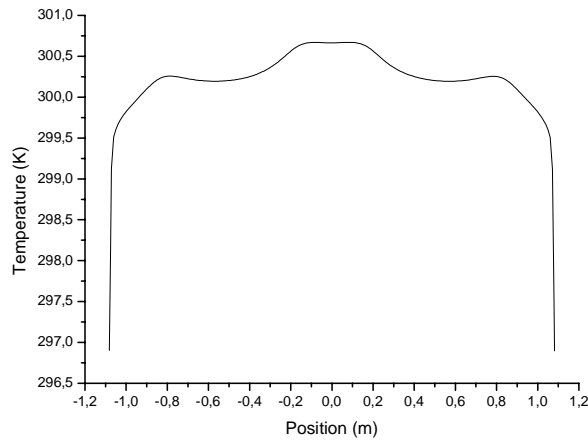


Figure 7. Variation de la température sous serre tunnel vide et chauffée

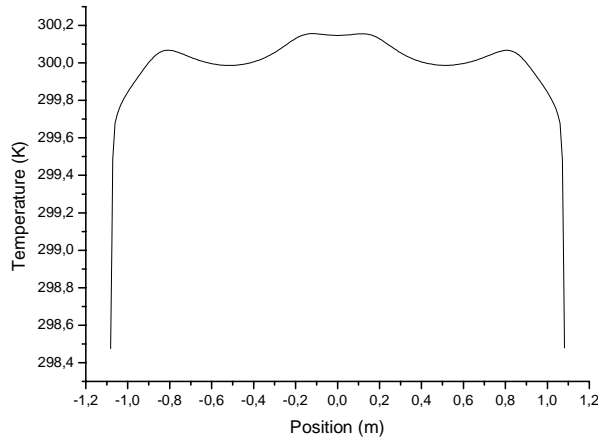
(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

La variation de la température est symétrique par rapport au plan passant par le centre de la serre. L'introduction du transfert radiatif fait diminuer l'intensité de la convection et la température diminue à l'intérieur de la serre (suite à la variation du gradient de température).



(a)



(b)

Figure 8. Profil horizontal de la température à un plan donné dans le cas de la serre vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

Pour un plan donné ($y=cte$) proche du toit de la serre ; la variation horizontale (suivant Ox) de la température est donnée dans la figure ci-dessus (figure 8). On constate que la température est presque constante à l'exception des zones proches des parois où on a apparition des gradients de température.

La variation de température est légèrement supérieure dans le cas de la convection pure en la comparant au cas de la convection couplée. L'allure de la température est en relation avec la circulation d'air.

Le rayonnement thermique atténue la convection.

3.3. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées sous forme d'un flux mixte

Pour cette partie de l'étude, on a imposé à la paroi de la serre le deuxième type de conditions aux limites (convection couplée au rayonnement), ceci nous permet de se rapprocher de la réalité. L'expression de la deuxième condition aux limites est exprimée dans le deuxième chapitre, cette condition dépend de la température du ciel.

3.3.1. Champ dynamique

De la même façon que le premier type de conditions aux limites, on procède à l'étude du champ dynamique pour le deuxième type de conditions aux limites. Ceci nous permet d'avoir une idée sur le mouvement d'air.

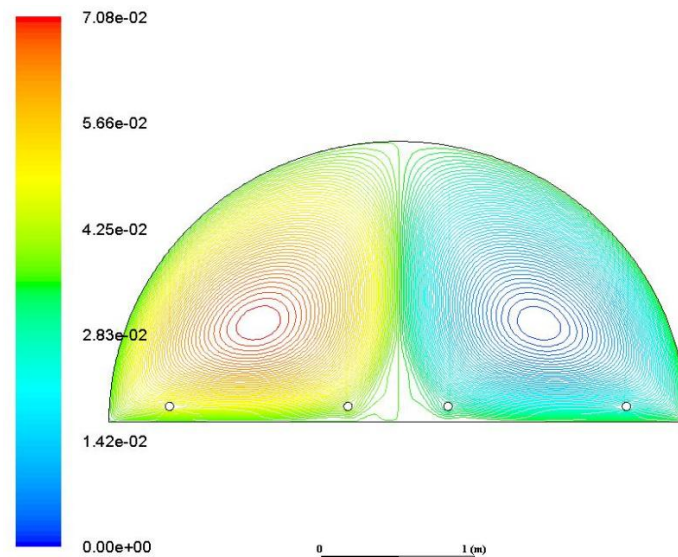
3.3.1.1. Lignes de courant

Les lignes de courant sont données dans la figure ci-dessous (figure 9).

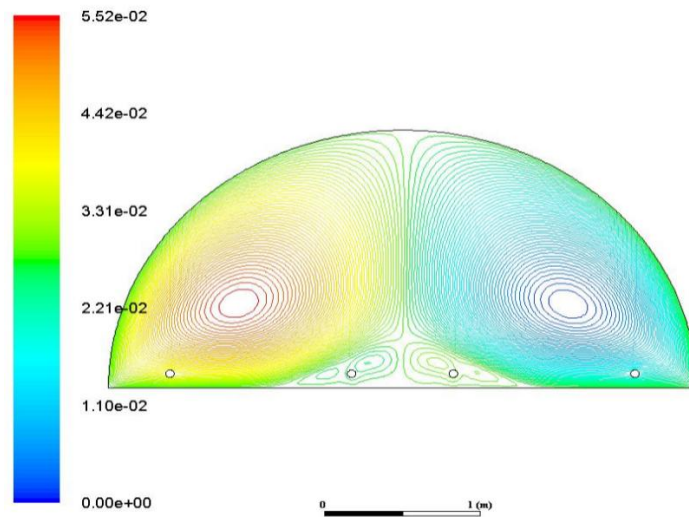
On constate toujours l'apparition de deux cellules bien structurées et qui occupent la totalité du domaine de calcul. Le nombre de cellules est en bon accord avec le facteur d'aspect (L/H) qui est égal à 2.

Les deux cellules sont symétriques par rapport au plan vertical passant par le centre de la serre.

L'introduction du rayonnement n'influe pas sur la circulation générale du mouvement de l'air dans la serre tunnel, cependant il affecte l'intensité de l'écoulement. Ceci est confirmé en regardant les valeurs des lignes de courant.



(a)



(b)

Figure 9. Lignes de courant dans le cas de la serre vide et chauffée:

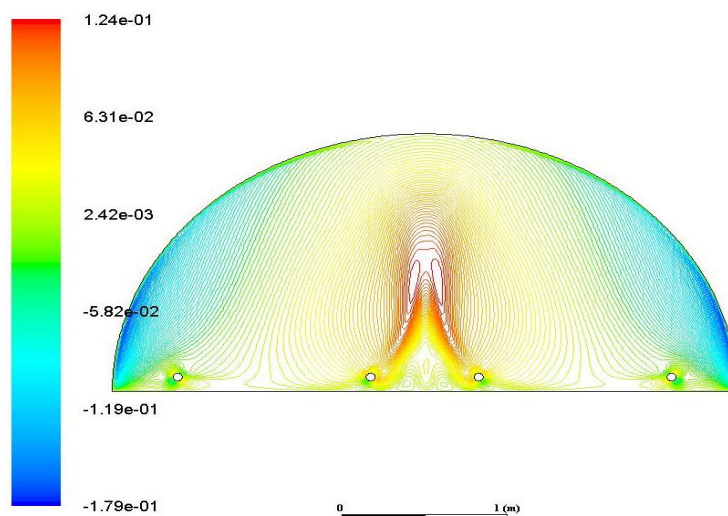
(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

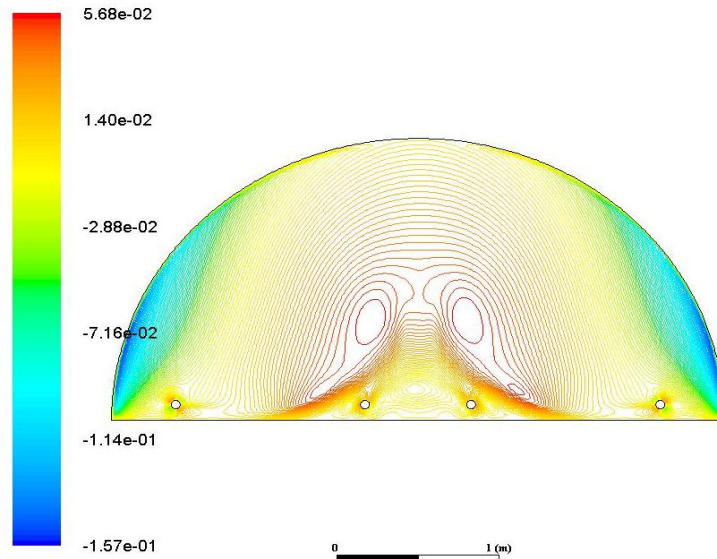
3.3.1.2. Champs de vitesse

La variation de la composante de vitesse suivant l'axe Oy est représentée dans la figure ci-dessous. Cette composante suit la même allure que dans le cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement pour le premier type de conditions aux limites. Ce profil de vitesse est le résultat du mouvement d'air où on a une montée de ce fluide au centre de la serre et une descente de part et d'autre le long de la couverture de la serre.

Cette composante de vitesse est symétrique par rapport au plan passant par le centre de la serre, elle est maximale au centre et elle diminue en se rapprochant des parois.



(a)



(b)

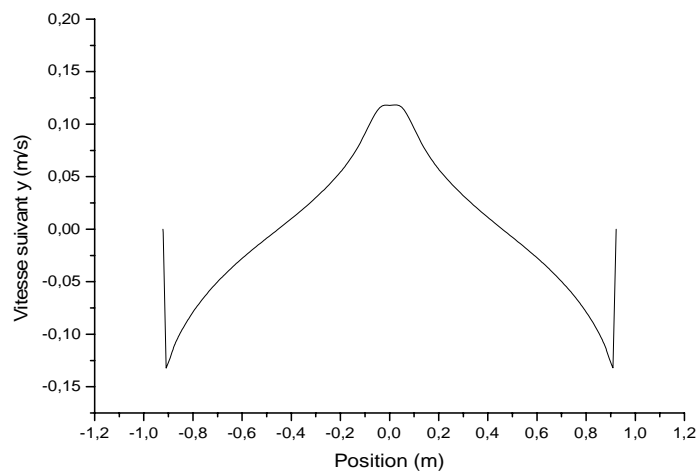
Figure 10. Variation de la composante de vitesse suivant l'axe Oy dans le cas de la serre vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

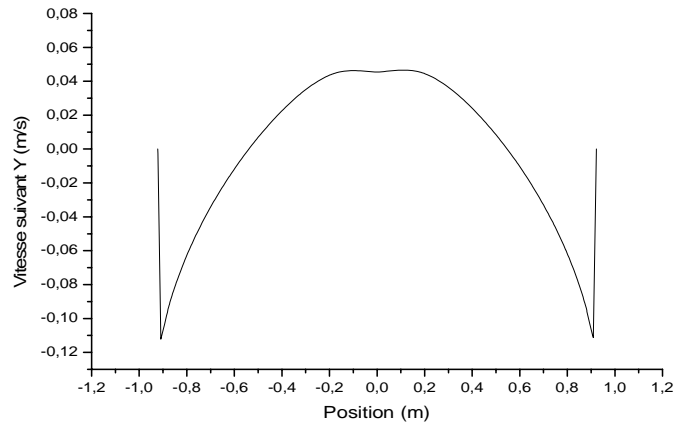
(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

La variation de la composante verticale de la vitesse à une position proche du toit de la serre est représentée dans la figure ci-dessous. Ce profil est dû à la recirculation du fluide.

Cette composante obtenue dans le cas de la convection couplée au rayonnement est faible relativement à celle obtenue dans le cas de la convection pure. La variation de la vitesse à l'intérieur de la serre influe sur le climat interne et par conséquent elle influe sur la croissance de la plante.



(a)



(b)

Figure 11. Profil horizontal de la composante de vitesse suivant Oy à un plan donné dans le cas de la serre vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

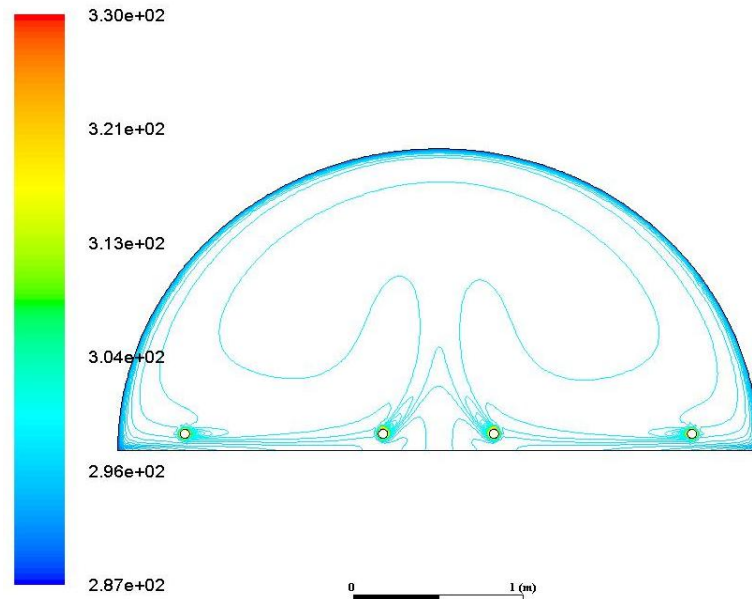
(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

3.3.2. Champ de température

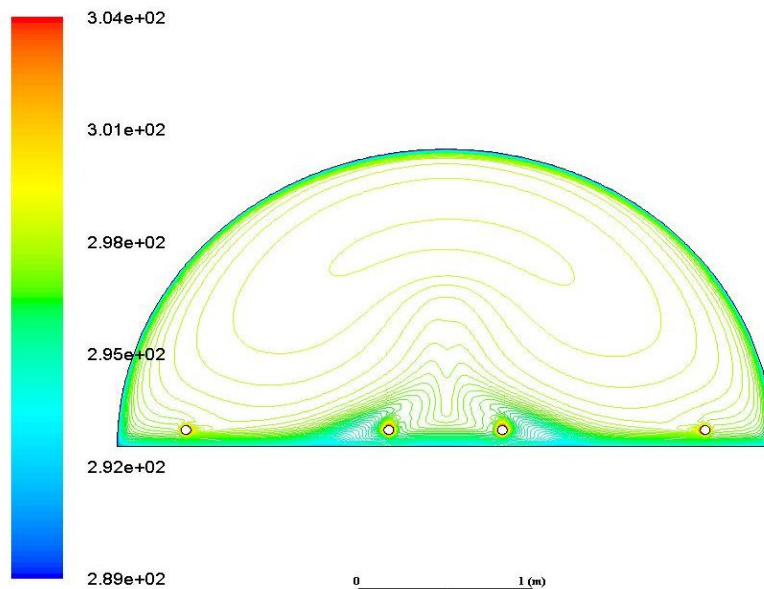
Pour le deuxième type de conditions aux limites, la variation de température est représentée ci-dessous (figure 12). On constate que le profil de la température a la même variation que pour le cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement dans le cas du premier type de conditions aux limites.

Dans ce cas, on constate que dans l'introduction du transfert thermique radiatif, les gradients thermiques sont significatifs et les isothermes suivent mieux les parois de la serre.

Pour l'introduction du rayonnement, le fluide est supposé transparent et les parois sont supposées des corps noirs pour arriver à avoir l'effet maximal du rayonnement thermique obtenu des surfaces rayonnantes.



(a)



(b)

Figure 12. Variation de la température sous serre tunnel vide et chauffée

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

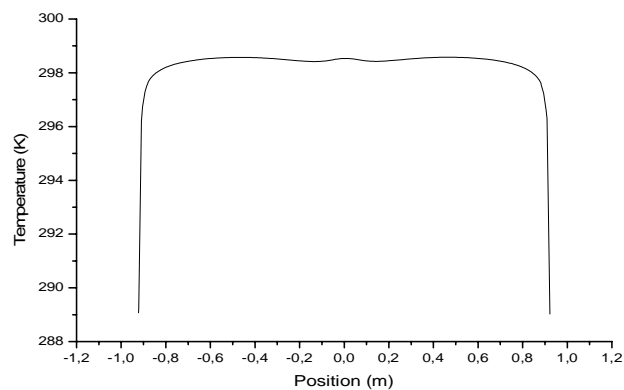
Dans l'introduction du rayonnement, le fluide est moins accéléré, ceci influe sur les valeurs de la température.

Le transfert radiatif et le choix du type de la condition aux limites affectent considérablement le mouvement d'air et la distribution de la température sous serre.

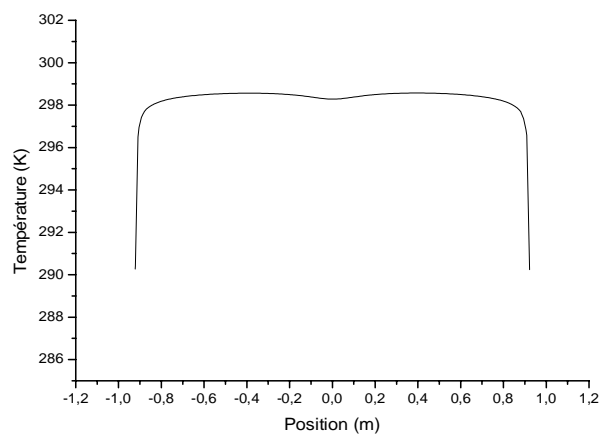
Le processus de chauffage a aussi une influence significative sur la circulation d'air et la distribution de température sous serres.

A une hauteur fixe de la serre ($y=cte$), le profil de variation de la température est représenté dans la figure ci-dessous. On remarque que la température est constante sauf proche des parois où on a présence des gradients thermiques.

On a la même constatation qu'avant, la température diminue dans le cas de la convection couplée au rayonnement qui est due au fluide qui est moins accéléré dans ce cas.



(a)



(b)

Figure 13. Profil horizontal de la température à un plan donné dans le cas de la serre vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

4. Cas de la serre tunnel avec plantes

L'objectif principal de cette partie est de voir l'influence du transfert de chaleur par rayonnement, les conditions aux limites appliquées sur la couverture et la puissance de chauffage sur le transfert de chaleur et la circulation d'air à l'intérieur d'une serre tunnel en présence d'une rangée de plantes.

Pour cette raison, le cas de la convection pure et le cas de la convection couplée au rayonnement sont étudiés. Pour chaque configuration, deux conditions aux limites sont imposées au toit de la couverture : Pertes de chaleur convectives et pertes de chaleur couplées (convection et rayonnement). Ceci permet de voir l'effet des conditions aux limites plus réalistes sur la variation de la température et de la vitesse internes à la serre.

Trois différentes puissances de chauffage ont été considérées comme conditions aux limites (200 W/m^2 , 300 W/m^2 et 400 W/m^2) appliquées au niveau des tubes. L'effet de la puissance de chauffage est montré dans les figures ci-dessous. La variation du nombre de Nusselt qui caractérise le transfert de chaleur à l'intérieur de la serre est aussi présentée en fonction de la densité du flux de chauffage imposée aux tubes.

La serre tunnel utilisée dans cette étude a un facteur d'aspect (L/H) égal à 2.

Les résultats présentés donnent la circulation d'air ainsi que la variation de température interne. Pour la présentation des résultats, on s'est limité à la puissance de chauffage de 400 W/m^2 .

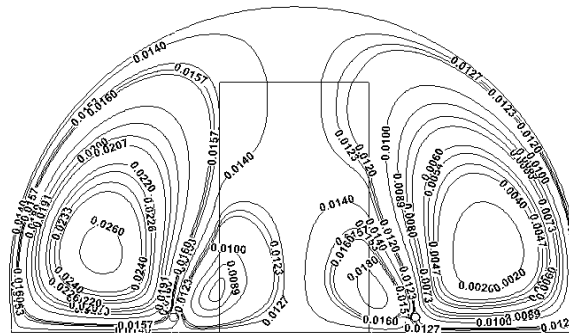
4.1. Étude de la convection naturelle pure

Pour cette partie, on a étudié le transfert thermique par convection naturelle sous serre pour deux types de conditions aux limites.

Les lignes de courant et les isothermes sont présentées dans les figures 14 et 15 pour un flux de chauffage 400 W/m^2 et pour les deux types de conditions aux limites imposées. Dans le cas du premier type (pertes de chaleur convectives), la circulation d'air est caractérisée par deux grandes et deux petites cellules localisées proches des bords de la rangée de plante. Ces cellules traversent la rangée de plantes.

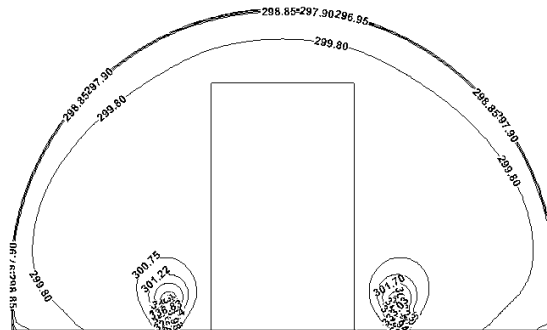
Le mouvement d'air est dû au fait que la majorité de l'air chauffé proche de chaque tube monte vers le haut ou il se refroidit au niveau de la couverture de la serre et il descend avec un faible débit qui traverse la rangée de plantes (milieux poreux).

Pour ce cas, on constate que la taille des cellules situées sur chaque côté de la rangée de plantes augmente quand la puissance de chauffage augmente.



$$\phi = 400 \text{ W / m}^2$$

(a)



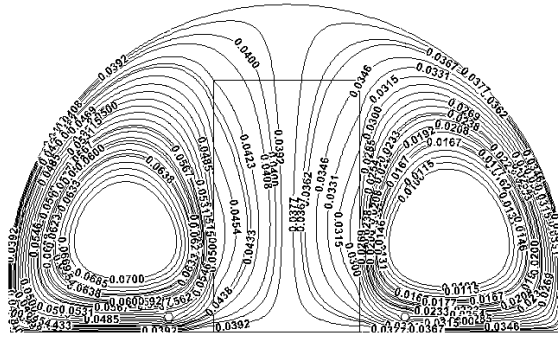
$$\phi = 400 \text{ W / m}^2$$

(b)

Figure 14. Variation des lignes de courant (a) et des isothermes (b) dans le cas des pertes thermiques convectives

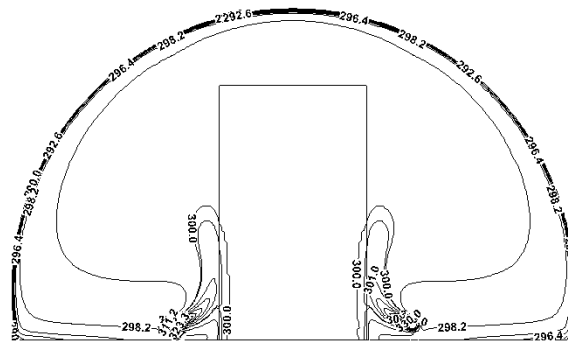
On note que dans le cas des pertes thermiques par convection associées à celles dues au rayonnement thermique, deux grandes cellules prennent naissance pour le mouvement de l'air et leurs tailles sont supérieures à celles dues uniquement aux pertes thermiques par convection.

La circulation d'air augmente avec l'augmentation de la puissance de chauffage et l'écoulement devient plus accéléré. La position de la rangée de plantes et des tuyaux de chauffage donne des cellules de circulation d'air qui sont symétriques par rapport à l'axe vertical passant par le centre de la serre.



$$\phi = 400 \text{ W} / \text{m}^2$$

(a)



$$\phi = 400 \text{ W} / \text{m}^2$$

(b)

Figure 15. Variation des lignes de courant (a) et des isothermes (b) dans le cas des pertes thermiques couplées

Pour ce type de serre en présence d'une rangée de plantes, le type de condition aux limites affecte significativement la structure de l'écoulement à l'intérieur de la serre.

Dans le cas de la convection pure imposée comme condition aux limites, la variation de la température à l'intérieur de la serre montre que les isothermes suivent la forme de la couverture.

Dans le cas du deuxième type de condition aux limites (convection couplée au rayonnement), les isothermes suivent d'une façon meilleure les limites du domaine d'étude et les gradients de température sont significatifs proche des parois, ceci est dû aux pertes thermiques vers l'extérieur qui sont importantes relativement au premier type de conditions aux limites.

Pour les deux types de conditions aux limites, le profil de température est symétrique par rapport au plan médian de la serre.

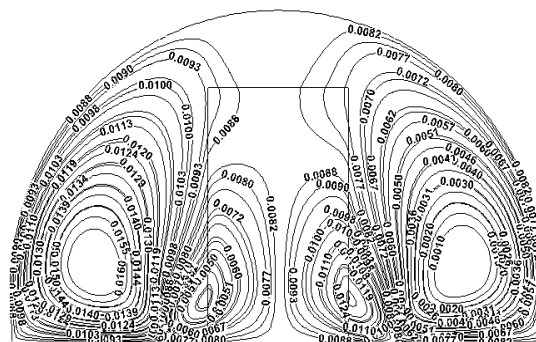
En augmentant la puissance de chauffage, les gradients de température internes à la serre diminuent et la majorité du volume interne devient isotherme à l'exception des zones proches des tubes et des parois.

Quand le processus de chauffage devient important, les forces de flottabilité augmentent ce qui donne une accélération à l'air interne à la serre et par conséquent une quantité importante de chaleur est dissipée.

4.2. Étude de la convection couplée au rayonnement

On a procédé à une étude de la convection couplée au rayonnement dans les mêmes conditions du transfert de chaleur (à l'intérieur de la serre) par convection pure et pour cela, on a supposé que les tubes de chauffage et les différentes parois de la serre comme corps noirs et le fluide interne est transparent. Ceci permet de considérer l'effet maximal du rayonnement des parois.

La figure 16 montre l'allure des lignes de courant et des isothermes dans le cas du transfert de chaleur par convection couplée à celui par rayonnement dans le cas où on a uniquement des pertes convectives.



$$\phi = 400 \text{ W / m}^2$$

(a)

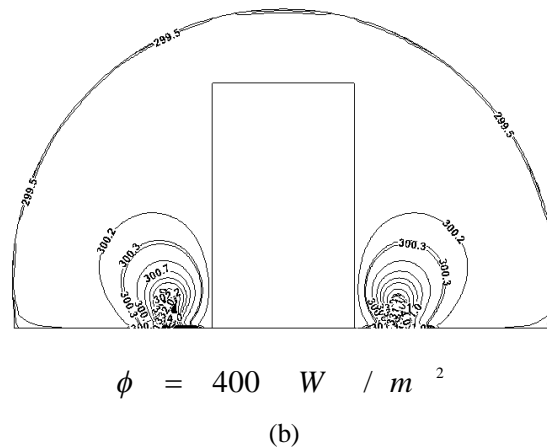


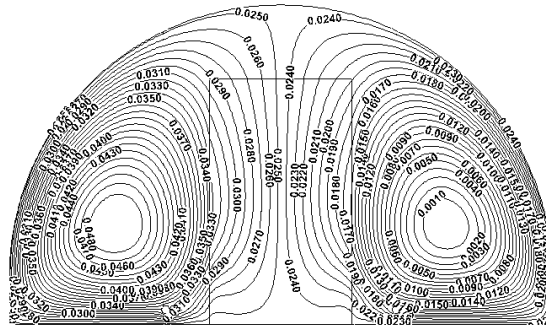
Figure 16. Variation des lignes de courant (a) et des isothermes (b) dans le cas des pertes thermiques convectives

La circulation d'air est caractérisée par deux grandes cellules associées à deux petites cellules qui traversent le milieu poreux. Ces deux cellules sont similaires au cas de la convection pure. Dans le cas de la convection couplée au rayonnement et dans le cas de la même condition aux limites, on voit l'apparition des gradients de température qui sont significatifs relativement au cas de la convection pure.

Dans le cas de la présence d'une rangée de plantes, on constate que le type de conditions aux limites affecte considérablement la structure de l'écoulement et le transfert interne de la serre. L'effet de l'augmentation de la puissance de chauffage sur la circulation d'air est similaire au cas de la convection pure.

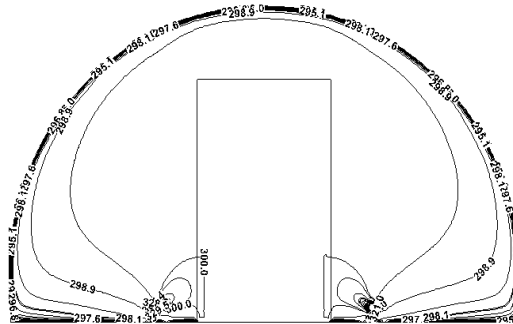
La présence du transfert de chaleur par rayonnement influe sur les isothermes, il réduit l'intensité de la convection mais il n'influe pas sur la structure de l'écoulement.

Pour le second type de conditions aux limites appliquées à la couverture de la serre (figure 17), les isothermes suivent les frontières du domaine de calcul d'une façon meilleure que dans le cas du premier type de conditions aux limites.



$$\phi = 400 \text{ W / m}^2$$

(a)



$$\phi = 400 \text{ W / m}^2$$

(b)

Figure 17. Variation des lignes de coutant (a) et des isothermes (b) dans le cas des pertes thermiques couplées

En allant des tubes de chauffage vers le haut et si le flux de chauffage augmente, les gradients de température se réduisent. Dans la situation où les pertes de chaleur extérieures sont importantes comparées à celles par convection pure, le transfert de chaleur par conduction se présente et il a un effet significatif sur le transfert de chaleur qui a lieu à l'intérieur de la serre. Dans le cas du transfert couplé et pour le deuxième type de conditions aux limites, la circulation d'air est semblable au cas de la convection pure.

La présence de la rangée de plantes a un effet sur le mouvement d'air et le transfert de chaleur à l'intérieur de la serre. L'effet du transfert de chaleur par rayonnement est important quand la puissance de chauffage augmente.

4.3. Calcul du nombre de Nusselt moyen

La variation des isothermes et des lignes de courant ne donne pas des informations détaillées sur l'efficacité du transfert de chaleur à l'intérieur de la serre, il est utile de donner la variation du nombre de Nusselt moyen qui exprime le taux du flux de chaleur extrait des tubes de chauffage.

Le nombre de Nusselt exprime le rapport du flux convectif au flux conductif à travers une surface. Si la conduction est dominante, le nombre de Nusselt tend vers l'unité, si la convection a une grande influence, ce nombre tend vers l'infini.

Le nombre de Nusselt a pour expression :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (4)$$

h : est le coefficient de transfert par convection.

λ : est la conductivité thermique

L : est la longueur caractéristique

Le nombre de Nusselt peut s'exprimer en fonction des nombres adimensionnels Grashof Gr , Prandtl Pr et Rayleigh Ra et on peut avoir des corrélations du type :

$$Nu = A.Ra^b Pr^c \quad (5)$$

Les coefficients b et c sont positifs et représentent le régime d'écoulement pour le transfert de chaleur.

La variation du nombre de Nusselt en fonction de la densité de flux de chaleur et de la condition aux limites imposée au niveau de la couverture est donnée dans la figure 18.

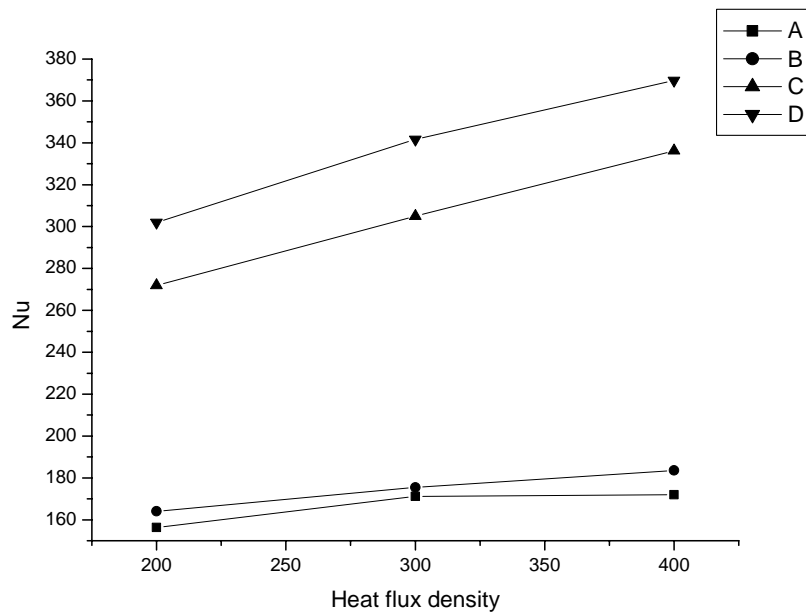


Figure18. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la puissance de chauffage et du type de conditions aux limites. Cas de la serre tunnel

On note que le nombre de Nusselt augmente avec la densité du flux imposée au niveau des tubes de chauffage.

Dans le cas de la convection pure, le nombre de Nusselt moyen est donné par la courbe A dans le cas des pertes de chaleur convectives et par la courbe B dans le cas des pertes de chaleur convectives associées aux pertes radiatives.

Il est noté que le nombre de Nusselt moyen dans le cas des conditions aux limites mixtes est supérieure à celui obtenu dans le cas des conditions de convection pure par contre la différence est non pas trop significative.

Dans le cas de la convection couplée au transfert radiatif, le nombre de Nusselt moyen est important dans le cas des conditions aux limites mixtes (courbe D) que dans le cas des conditions aux limites de convection pure (courbe C), cependant la différence entre les deux courbes est considérable.

Le transfert de chaleur radiatif contribue d'une façon considérable dans le transfert de chaleur à l'intérieur de la serre, ceci est traduit par la différence dans les différentes courbes.

Le nombre de Nusselt dans le cas des pertes thermiques mixtes est supérieur au cas des pertes thermiques convectives, il est presque deux fois plus grand.

Le type de conditions aux limites influe sur la variation de température à l'intérieur de la serre, donc le choix de la condition qui exprime les conditions proches de la réalité est nécessaire.

5. Cas de la serre à pieds droits et vide

La même étude a été poursuivie dans le cas de la serre tunnel à pieds droits.

Ce type de serre avec ses dimensions est représenté dans le chapitre 2. Cet abri serre a un facteur d'aspect (L/H) égal à un.

5.1 Maillage utilisé

Pour le cas de la serre tunnel à pieds droits et chauffée par des tubes. Le maillage utilisé est représenté dans la figure ci-dessous (figure 19). Après plusieurs tests de l'indépendance des résultats du maillage, on a procédé à ce choix qui est utilisé pour les deux cas d'études sous serre vide : Cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement.

Le nombre de nœuds choisis est de (180x90)

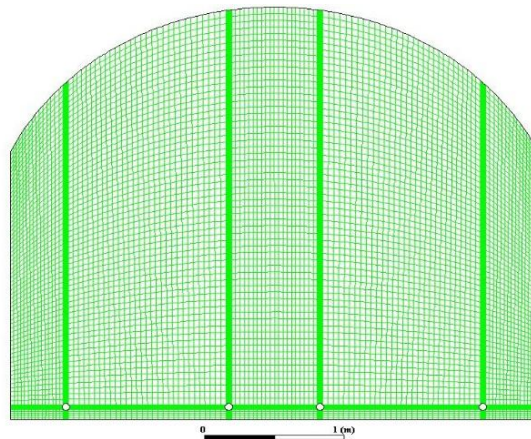


Figure 19. Maillage utilisé dans le cas d'une serre tunnel à pieds droits fermée et chauffée :
Cas d'une serre à pieds droits

Pour cette partie, notre objectif est d'essayer toujours de déterminer la variation des paramètres climatiques sous ce type de serre en imposant à sa couverture deux types de conditions aux limites qui expriment les pertes thermiques vers l'extérieur.

La première condition aux limites exprime uniquement les pertes convectives, elle est utilisée dans la plupart des travaux de recherche et la deuxième condition aux limites exprime les pertes convectives couplée au rayonnement. Ce deuxième type est choisi pour essayer de se rapprocher de la réalité.

5.2. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux convectif

Comme pour le cas de la serre tunnel, on a essayé en premier lieu de déterminer les champs dynamique et thermique sous la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée sous l'effet des pertes thermiques convectives et en deuxième lieu sous les pertes thermiques couplées (convection et rayonnement). Pour ce type de serre, le facteur d'aspect est choisi égale à l'unité.

5.2.1. Champ dynamique

Dans cette partie, la même méthode a été suivie que pour le cas de la serre tunnel. Pour cela, on a essayé de déterminer la structure de l'écoulement et la vitesse d'air sous ce type de serre pour une densité de flux de chauffage imposée aux tubes de 100 W/m^2 .

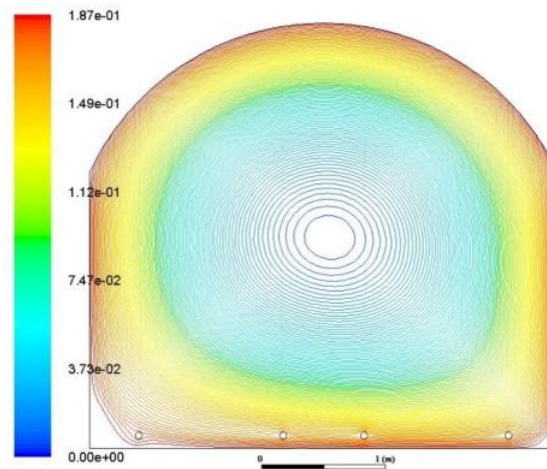
5.2.1.1. Lignes de courants

De la même façon que le cas de la serre tunnel, on s'intéresse dans ce qui suit à la structure de la dynamique de l'écoulement d'air dans la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée dans le cas de la convection pure et dans le cas de la convection couplée au rayonnement.

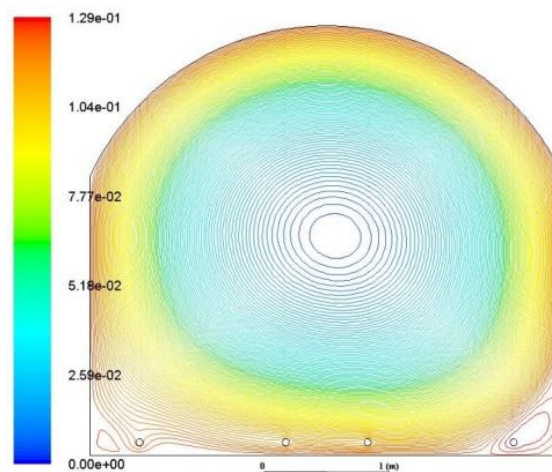
Pour cette configuration, la circulation d'air est caractérisée par une grande cellule qui occupe le domaine de calcul entier associée à des petites cellules situées aux coins de la serre. On peut supposer que le nombre de cellules est en bon accord avec le facteur de forme (L/H) qui est égal à l'unité.

On constate que pour l'étude de la convection pure et celle de la convection couplée au rayonnement, la structure de l'écoulement est la même, donc on peut considérer que le rayonnement thermique n'affecte pas la dynamique générale de l'écoulement.

Par contre, on constate que les valeurs des lignes de courant différent, donc on peut dire que le fluide est accéléré dans le cas de la convection pure que dans le cas de la convection couplée.



(a)



(b)

Figure 20. Lignes de courant dans le cas de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

La même structure de l'écoulement a été obtenue expérimentalement par Roy et al (2000) dans le cas d'une serre monochapelle chauffée. Ceci est représenté dans la figure ci-dessous.

De même cette structure est équivalente à celle obtenue par Lamrani (2001) dans le cas d'une serre monochapelle à plancher chauffant.

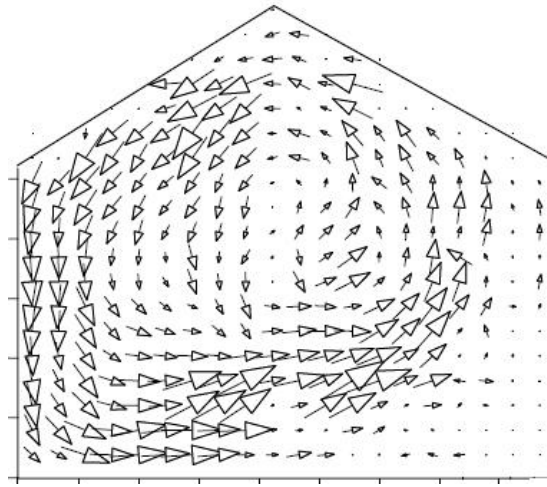
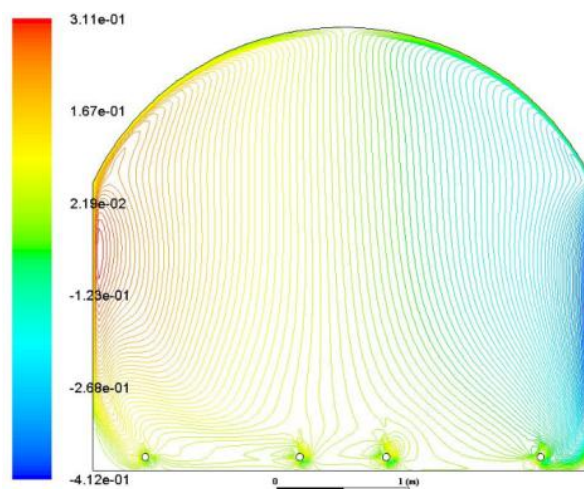


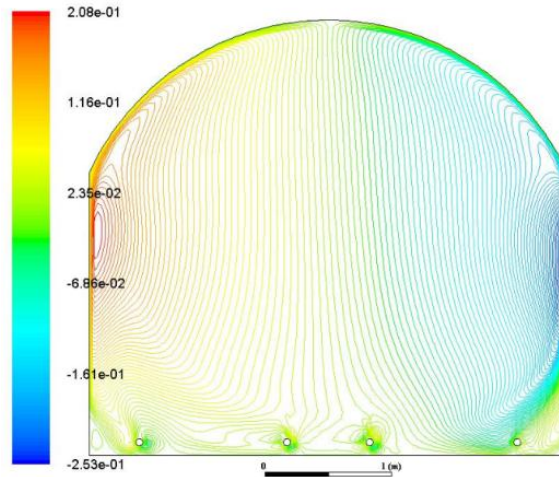
Figure 21. Mesure du champ de vitesse Roy et al (2000)

5.2.1.2. Champs de vitesse

La variation de la vitesse suivant l'axe Oy est donnée dans la figure ci-dessous (figure 22). Cette distribution est due au mouvement d'air qui monte le long d'une paroi et descend le long de l'autre en dégageant de la chaleur au toit. Cette composante de vitesse est importante proche des parois et elle est symétrique par rapport à l'axe qui passe par le centre de la serre. Le rayonnement thermique n'influe pas sur l'allure de cette composante de vitesse, cependant dans cette situation, le fluide est décéléré.



(a)



(b)

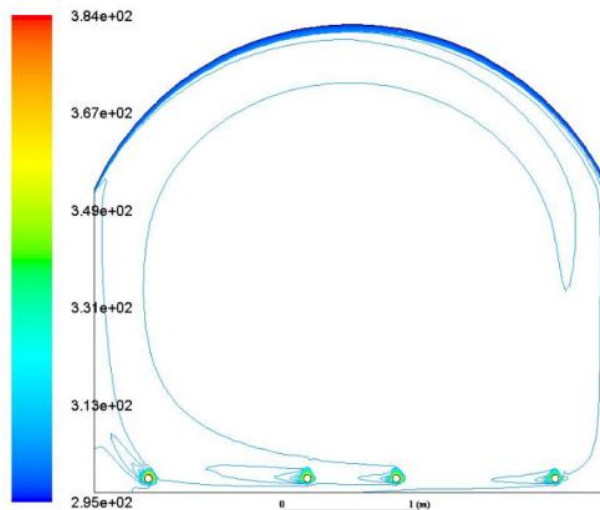
Figure 22. Composante de la vitesse suivant Oy de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

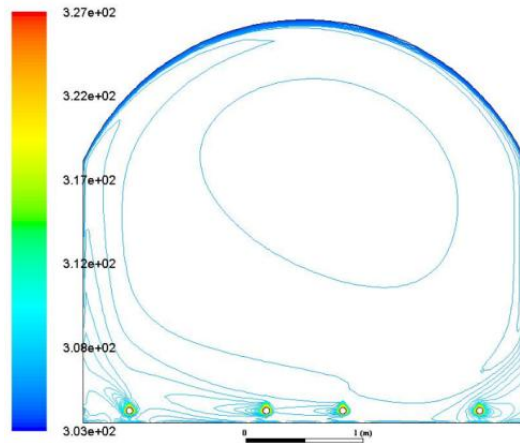
(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

5.2.2. Champs de températures

La variation de la température pour ce type de conditions aux limites (pertes convectives vers l'extérieur) dans le cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement est représentée dans la figure ci-dessous (figures 23 (a) et (b)).



(a)



(b)

Figure 23. Variation de la température dans le cas de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

Dans le cas du couplage convection rayonnement, les valeurs des différentes isothermes sont inférieures à celles obtenues dans le cas de la convection pure, ceci est dû au rayonnement qui atténue la convection et le fluide devient moins accéléré.

Cette constatation est la même dans le cas de la serre tunnel.

Dans le cas de la convection couplée, les gradients de température sont significatifs, ceci est dû à la conduction qui est dominante.

5.3. Pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux mixte

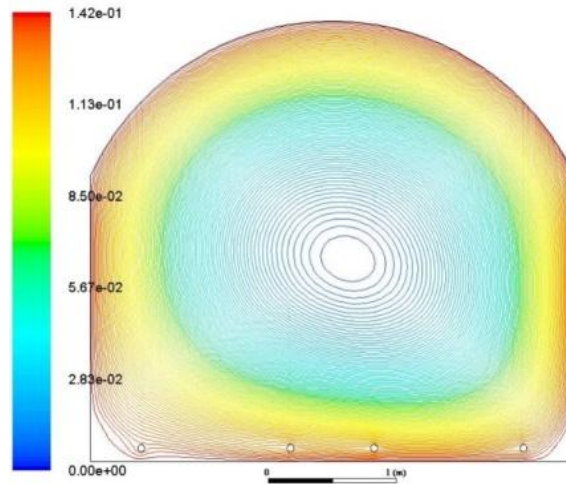
5.3.1. Champs dynamiques

Pour ce type de conditions aux limites, les lignes de courant sont représentées dans la figure 24 ci-dessous pour le cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement.

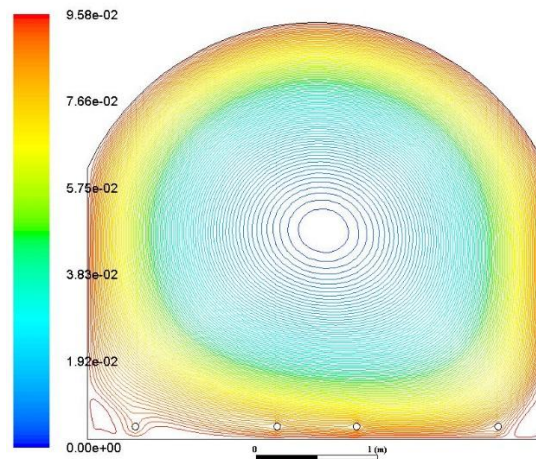
Pour les deux configurations, on constate la formation d'une seule cellule qui occupe le domaine du calcul entier, ceci est en accord avec le facteur d'aspect qui est égale à l'unité.

Si on regarde les valeurs de la fonction de courant, on constate qu'elles sont élevées dans le cas de la convection pure, donc on peut dire que le fluide est accéléré.

Ceci est confirmé par les résultats obtenus dans le cas de la serre tunnel.



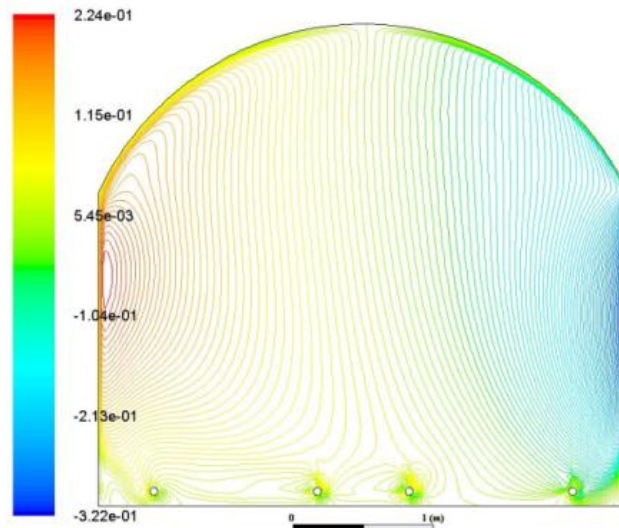
(a)



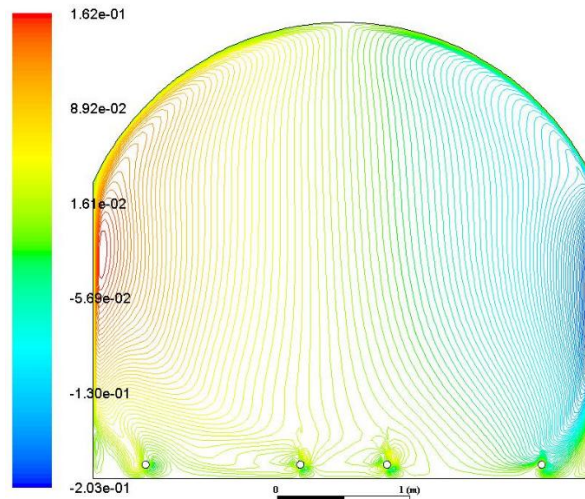
(b)

Figure 24. Lignes de courant dans le cas de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :
 (a) Cas de la convection pure
 (b) Cas de la convection couplée au rayonnement

La composante verticale de la vitesse est représentée dans la figure ci-dessous (figure 25). L'allure de cette composante de vitesse est due à la circulation du fluide ou le fluide chaud monte le long d'une paroi, il cède de la chaleur au toit et descend le long de l'autre paroi. D'après les valeurs de cette vitesse, le fluide est légèrement accéléré en convection pure. C'est ce qui a été observé dans le cas de la serre tunnel.



(a)



(b)

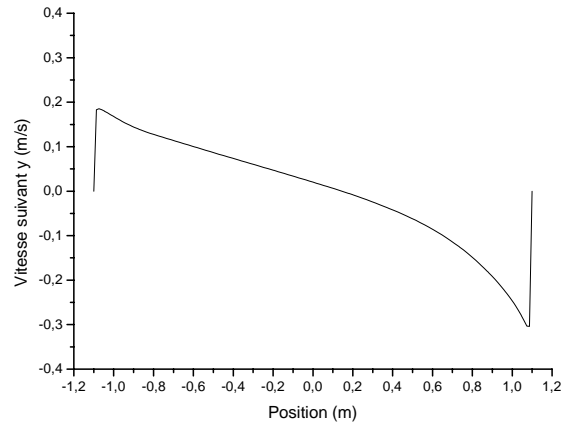
Figure 25. Composante de la vitesse suivant Oy de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

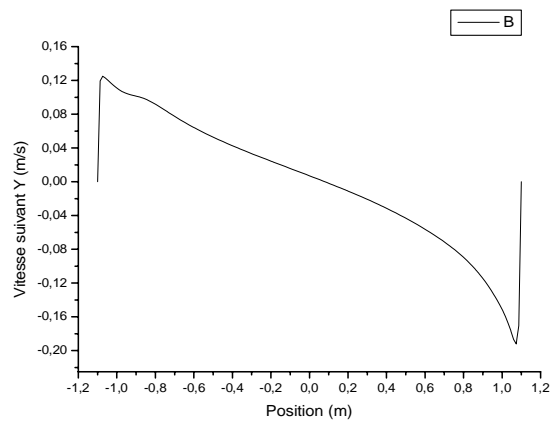
(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

A une hauteur donnée en haut de la serre ($y=cte$), on a essayé de représenter le profil de la composante verticale de la vitesse (suivant oy). La variation de cette composante est due à la recirculation du fluide ou il monte le long d'une paroi et descend le long de la deuxième.

De même qu'avant le fluide est moins accéléré dans le cas de la convection couplée au rayonnement.



(a)



(b)

Figure 26. Profile de la vitesse suivant Oy à un plan donné de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

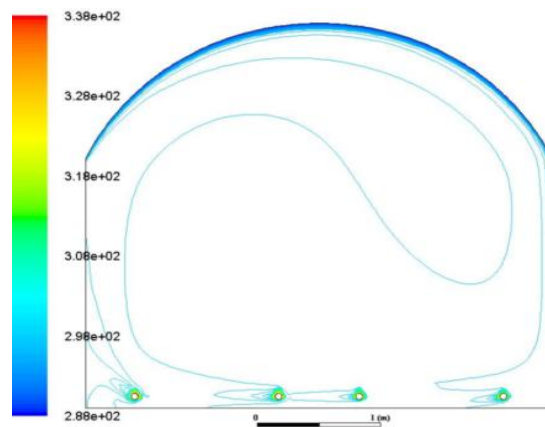
(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

6.3. Champs thermiques

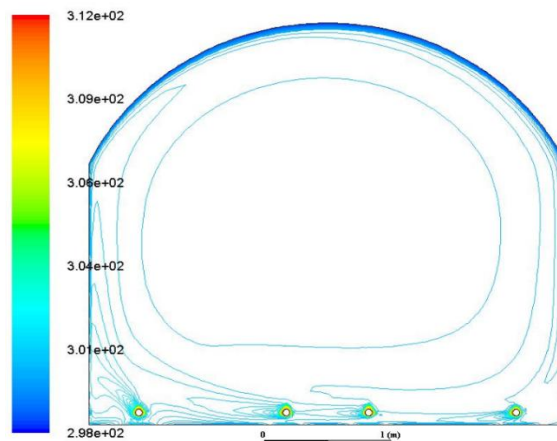
Dans la figure 27 ci-dessous est représentée la variation de la température sous forme d'isothermes. Cette variation est semblable à celle d'un plancher chauffant obtenue par Lamrani (1997).

L'allure de la variation de la température est semblable pour les deux cas de la convection pure et de la convection couplée au rayonnement sauf que dans le cas de la présence du rayonnement, on constate que les gradients thermiques sont dominants et les isothermes suivent de mieux les frontières du domaine de calcul.

Les valeurs de la température dans le cas de la convection pure sont supérieures à celles de la convection couplée. C'est ce qui a été constaté avant dans la serre tunnel.



(a)



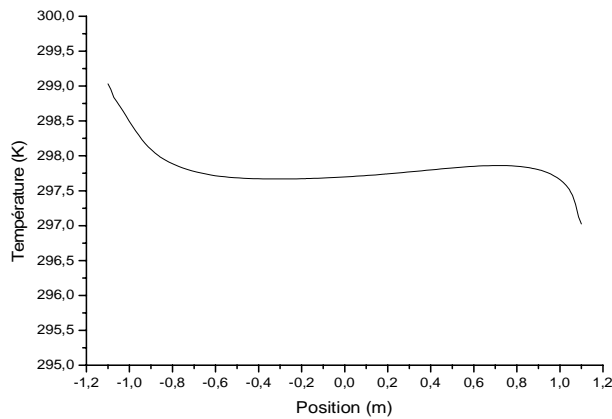
(b)

Figure 27. Variation de la température dans le cas de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

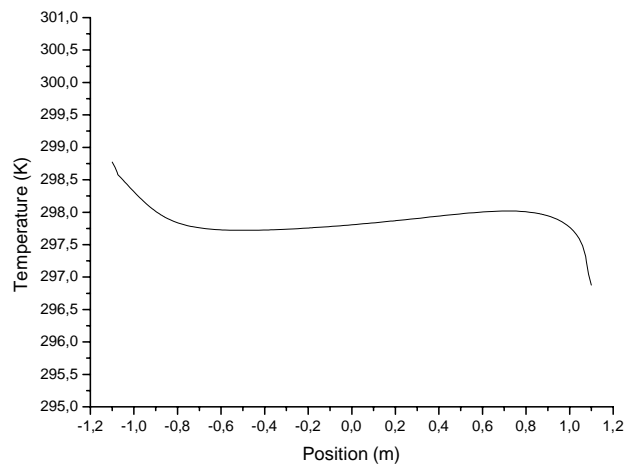
(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

A une hauteur donnée en haut de la serre, on a essayé de représenter le profil de la température (variation suivant l'axe Ox), on remarque que la température est constante dans cette surface à l'exception des zones proches des parois où on a des gradients de températures. L'allure de la température est due au fait que le fluide chaud monte le long d'une paroi donc la température augmente le long de celle-ci, il cède de la chaleur au toit et il descend le long de l'autre paroi donc la température diminue.



(a)



(b)

Figure 28. Profil de la température à une hauteur donnée dans le cas de la serre tunnel à pieds droits vide et chauffée :

(a) Cas de la convection pure

(b) Cas de la convection couplée au rayonnement

6. Cas de la Serre à pieds droits avec plantes

De la même façon que la serre tunnel, on a conduit une étude de variation des paramètres vitesses et température sous serres tunnel à pieds droits en présence de la plante.

Pour le cas de la serre tunnel à pieds droits cultivée ou la végétation est présente sous forme d'une rangée de plantes et exprimée comme milieu poreux, deux configurations sont étudiées, il s'agit de la convection pure et de la convection couplée.

Pour chaque configuration, les deux types de conditions aux limites considérées avant sont appliqués.

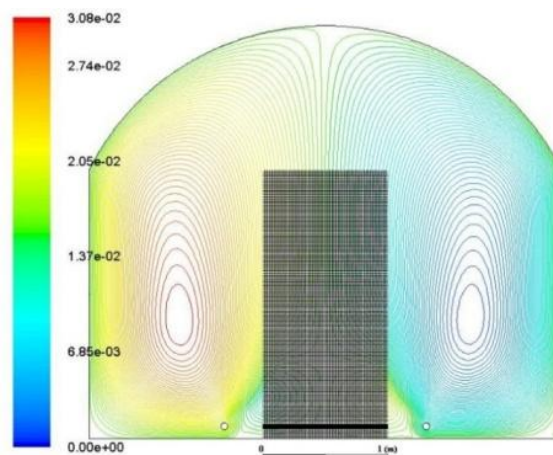
6.1. Étude de la convection pure

Pour cette partie, on a étudié le transfert de chaleur convectif dans le cas de la serre tunnel à pieds droit en présence de la plante dans le but est de voir l'effet des conditions aux limites sur la variation des paramètres climatiques internes à la serre.

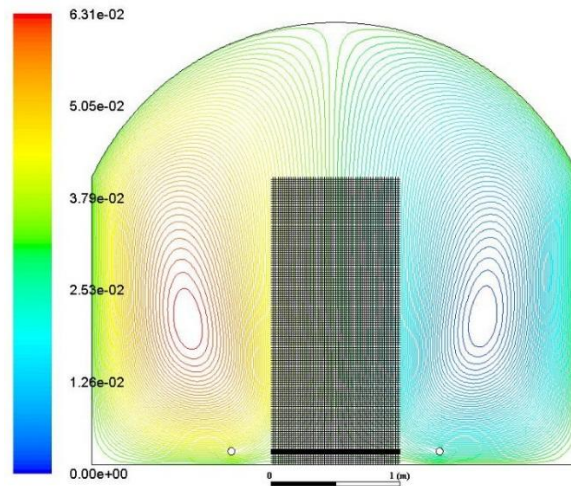
Pour cela, les lignes de courant sont représentées dans la figure ci-dessous pour un flux de chauffage de 100 W/m^2 et pour les deux cas de conditions aux limites.

Pour le cas des pertes thermiques au toit exprimées sous forme de flux convectif, le mouvement de l'air est caractérisé par deux grandes et deux petites cellules situées de part et d'autre de la rangée de plantes, ces cellules traversent la végétation.

Cette circulation d'air est similaire à celle dans le cas de la serre tunnel cultivée.



(a)



(b)

Figure 29. Lignes de courant dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes:

(a) pertes convectives

(b) Pertes mixtes

Le mouvement du fluide est dû à une différence de densités causée par une différence de températures ou un faible débit d'air traverse la rangée de plantes qui est considérée comme milieu poreux.

Dans le cas des pertes thermiques mixtes imposées au toit, deux grandes cellules se développent et occupent le domaine de calcul entier. Ces cellules sont régulières et leur taille est supérieure au cas où les pertes thermiques convectives sont appliquées à la couverture de la serre.

Ces boucles sont positionnées d'une façon symétrique par rapport à l'axe passant par le centre de la serre, ceci est dû à la position dans la serre des tubes de chauffage et la rangée de plantes. Plus on augmente la densité de chauffage plus le fluide devient accéléré.

La composante de vitesse suivant l'axe vertical est donnée dans la figure suivante, on constate que le profil de vitesse est symétrique par rapport à la rangée de plantes et elle diminue chaque fois quand on se rapproche de la paroi de la serre.

La vitesse d'air a une influence directe sur le climat qui règne à l'intérieur de la serre.

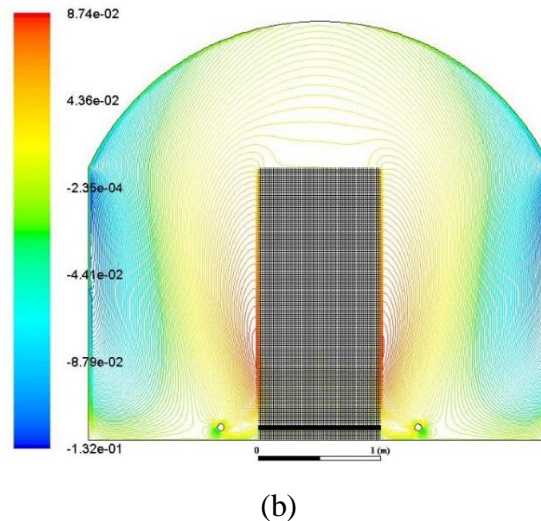
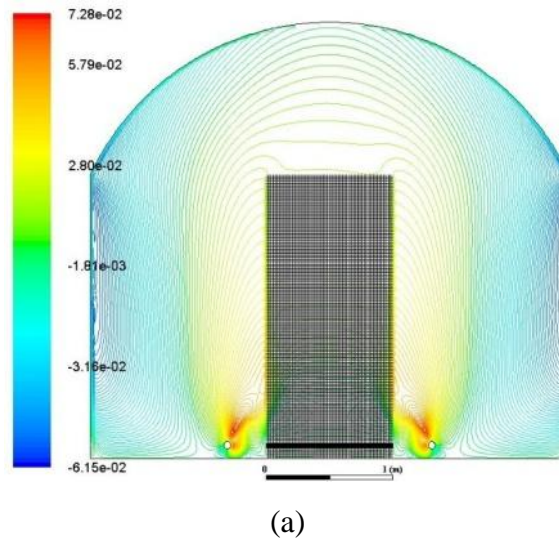


Figure 30. Variation de la composante verticale de la vitesse dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes :

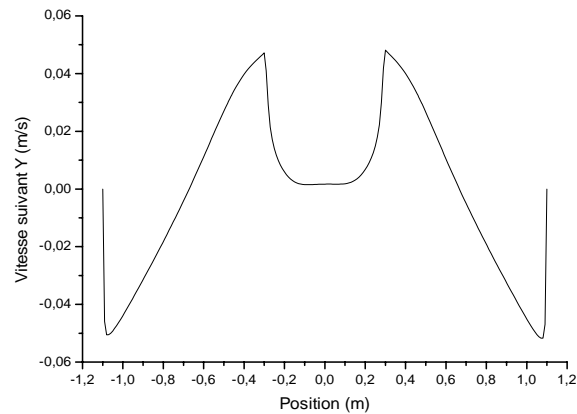
(a) pertes convectives

(b) Pertes mixtes

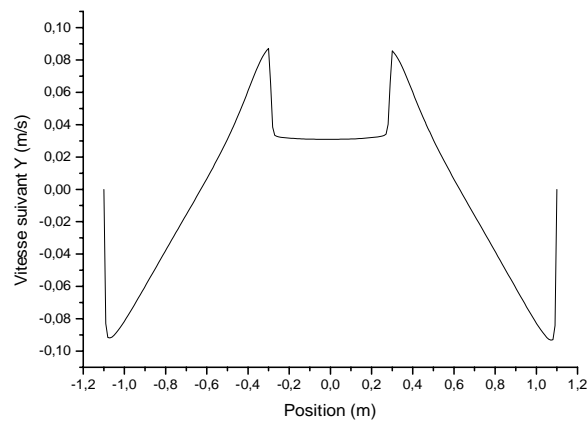
Le type de condition aux limites influe directement sur la structure de l'écoulement à l'intérieur de la serre, donc il est nécessaire de choisir une condition aux limites plus réaliste. Pour une hauteur donnée en haut de la serre, on a essayé de déterminer la variation de la composante de la vitesse suivant l'axe Oy, cette variation est donnée dans la figure ci-dessous (figure 31) pour les deux types de conditions aux limites.

La variation de cette composante de vitesse est reliée au mouvement du fluide ou on a de part et d'autre de la rangée de plantes deux cellules de recirculation.

Dans la région extérieure au milieu poreux, la vitesse augmente en allant de la région des parois pour atteindre un maximum proche du milieu poreux ensuite, elle diminue à l'intérieur de la rangée de plantes. Cette variable est symétrique par rapport au plan passant par le centre de la serre.



(a)



(b)

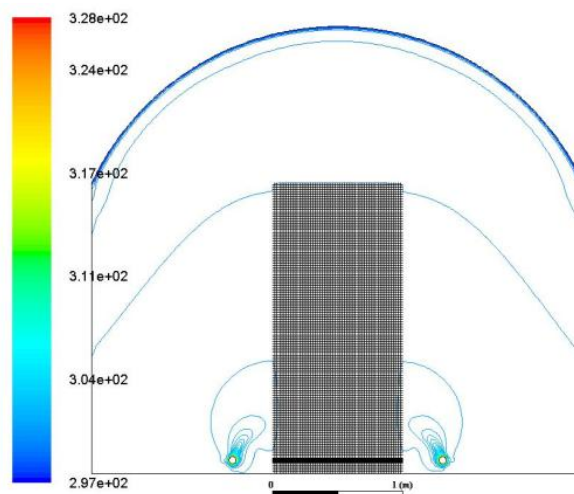
Figure 31. Profil de la composante verticale de la vitesse dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes:
(a) pertes convectives
(b) Pertes mixtes

Le fluide est accéléré dans le cas des conditions aux limites mixtes par rapport aux conditions aux limites convectives.

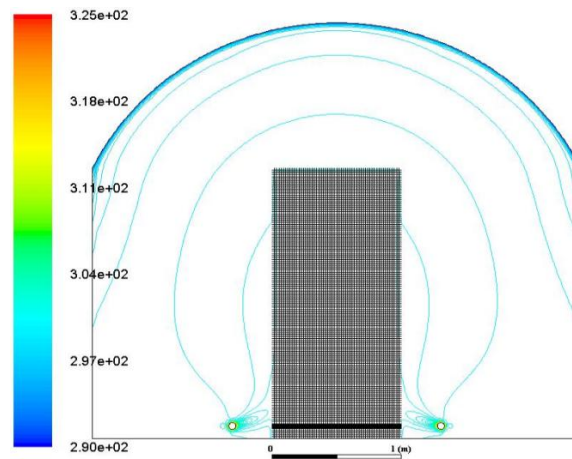
La variation de température sous forme d'isothermes est représentée dans la figure ci-dessous (figure 32) pour les deux cas de conditions aux limites, on remarque que les gradients de températures sont remarquables dans le cas des pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux mixte et les isothermes suivent la paroi de la serre d'une façon meilleure pour le deuxième type de pertes thermiques vers l'extérieur.

Ces gradients diminuent de plus en plus en augmentant la densité de flux de chauffage.

Dans le cas où l'intensité de chauffage devient importante, les forces de flottabilité augmentent, donc le fluide interne à la serre devient accéléré et par conséquent la quantité de chaleur extraite aux tubes est significative.



(a)



(b)

Figure 32. Variation de la température dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes:

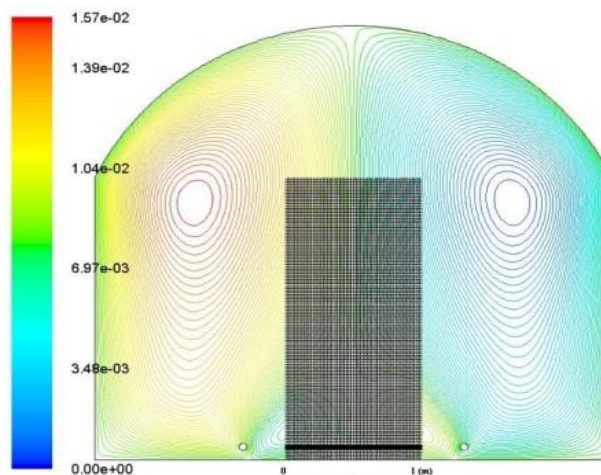
(a) pertes convectives

(b) Pertes mixtes

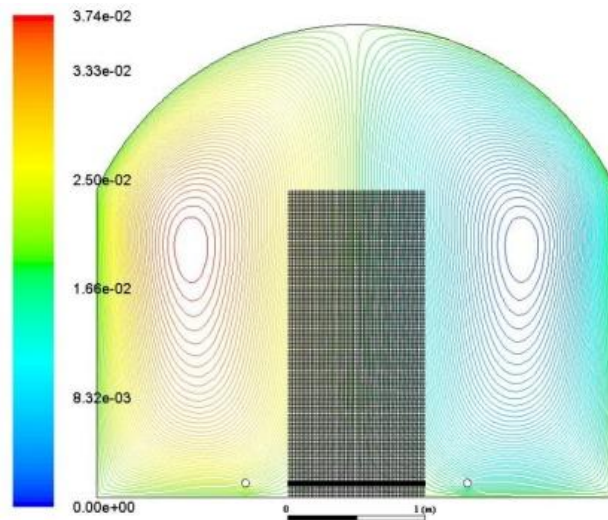
6.2. Étude de la convection couplée au rayonnement

De la même façon que le cas de la serre tunnel, on a étudié le transfert de chaleur couplé (convection plus rayonnement) dans la serre à pieds droits en présence d'une rangée de plantes sous la condition des pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux convectif. Pour voir l'effet maximal du rayonnement sur le transfert thermique interne à la serre, on a supposé les différentes parois comme corps noirs.

La figure 33 donne l'allure des lignes de courant dans le cas des pertes thermiques convectives et couplées vers l'extérieur.



(a)



(b)

Figure 33. Lignes de courant dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes :

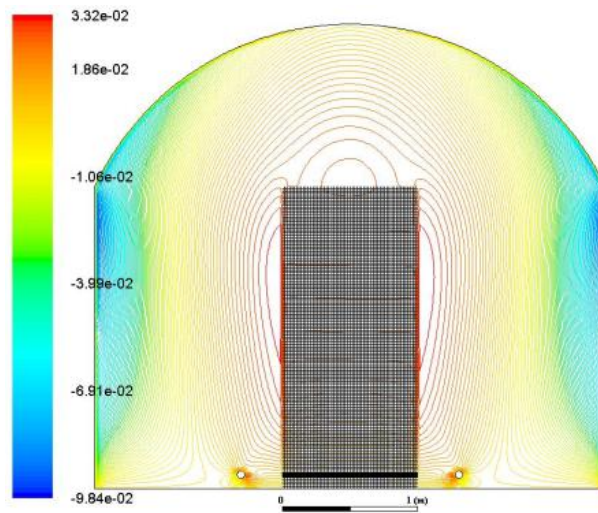
(a) Cas des pertes thermiques convectives

(b) Cas des pertes thermiques couplées

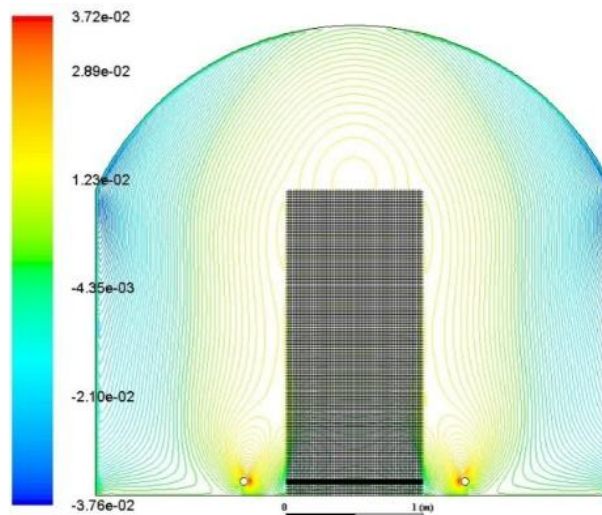
Pour la circulation d'air, on se trouve avec deux grandes et deux petites cellules qui traversent la plante. Cette circulation est similaire à celle de la serre tunnel.

Dans le cas du transfert couplé et en considérant le deuxième type de pertes thermiques vers l'extérieur (condition aux limites mixtes), le mouvement d'air est caractérisé par deux grandes cellules qui traversent la rangée de plantes et qui occupent le domaine de calcul entier. Dans ce cas, l'allure des lignes de courant est semblable au cas de la serre tunnel avec plantes.

La présence de la rangée de végétation affecte le mouvement d'air et le transfert de chaleur à l'intérieur de la serre et le transfert radiatif est considérable quant la puissance de chauffage est importante.



(a)



(b)

Figure 34. Composante verticale de la vitesse dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes :

(a) Cas des pertes thermiques convectives

(b) Cas des pertes thermiques couplées

La composante verticale de la vitesse est représentée dans la figure ci-dessus. On constate que cette variable est symétrique par rapport à la rangée de plante, elle est moins importante dans la rangée de plantes (milieu poreux) et elle diminue en se rapprochant des parois de la serre.

A une hauteur donnée en haut de la serre, on a tracé le profil de la composante verticale de la vitesse, on constate qu'elle garde toujours la même forme qu'avant.

Elle augmente en allant des parois de la serre vers le milieu poreux, ensuite elle diminue à l'intérieur de la rangée de plantes.

Ce profil est symétrique par rapport au plan vertical passant par le centre de la serre.

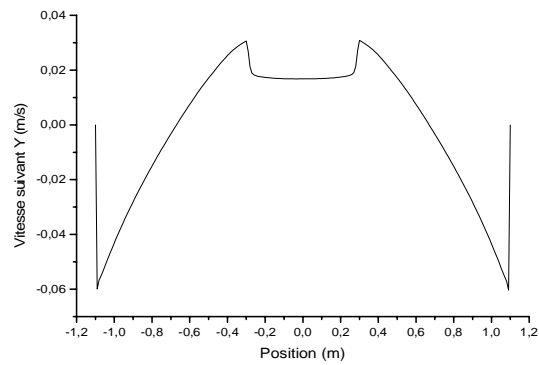
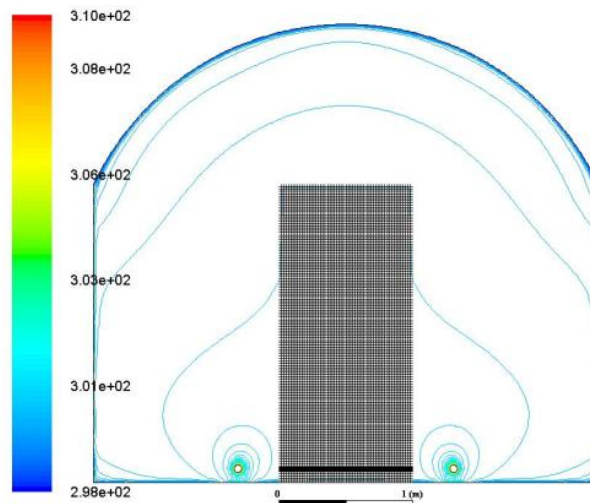


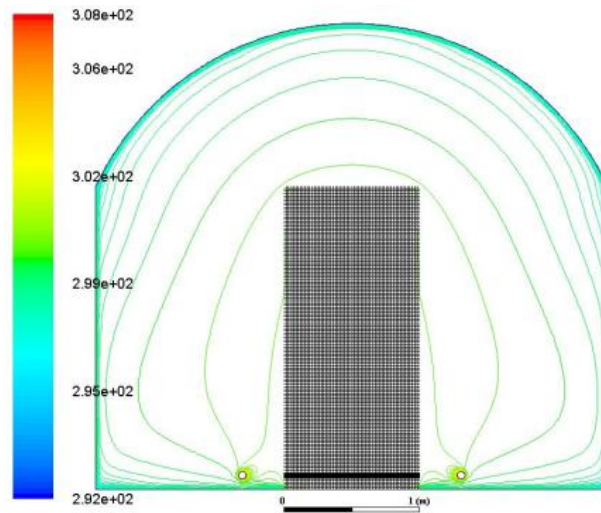
Figure 35. Profil de la composante verticale de la vitesse dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes : Cas des pertes thermiques couplées

Ce profil suit la même allure dans le cas des pertes thermiques convectives.

Dans le cas de la convection couplée au rayonnement et pour des pertes thermiques vers l'extérieur exprimées sous forme de flux mixte, les gradients de température sont significatifs relativement au de la convection pure. En augmentant la puissance de chauffage, ces gradients diminuent et la serre devient isotherme sauf au voisinage des tubes de chauffage.



(a)



(b)

Figure 35. Variation de la température dans le cas de la serre tunnel à pieds droits avec plantes :

- (a) Cas des pertes thermiques convectives
- (b) Cas des pertes thermiques couplées

L'introduction du rayonnement influe sur les isothermes, celles-ci suivent les frontières du domaine de calcul et elles le suivent d'une façon meilleure dans le cas des pertes thermiques mixtes vers l'extérieur (c'est la même remarque qu'avant).

En introduisant le rayonnement thermique et pour les pertes thermiques mixtes, on constate que le transfert thermique par conduction à l'intérieur de la serre se présente pour cette densité de flux imposée aux tubes, ceci est dû aux pertes thermiques vers l'extérieur qui sont considérables.

Le transfert radiatif réduit l'intensité de la convection.

6.3. Variation du nombre de Nusselt moyen

La variation du nombre de Nusselt pour le cas de la serre à pieds droits en présence de la rangée de plantes est représentée dans la figure ci-dessous.

On constate que le nombre de Nusselt suit la même variation que dans le cas de la serre tunnel.

Les valeurs du nombre de Nusselt sont importantes dans le cas de la convection couplée au rayonnement (courbes C et D) surtout quand les conditions aux limites aux parois sont exprimées sous forme d'un flux mixte (courbe C).

Dans le cas de la convection pure et pour les deux types de conditions aux limites, on constate une légère différence entre les valeurs du nombre de Nusselt pour les deux types de pertes

thermiques à travers la paroi de la serre. Cette différence est non significative par rapport au cas de la serre tunnel, ceci peut être dû à la géométrie de la serre qui a un facteur de forme égale à l'unité contrairement à celui de la serre tunnel qui est égal à 2 et aux dimensions différentes de la rangée de plantes.

De la même façon qu'avant, on constate que le nombre de Nusselt augmente avec le flux de chauffage.

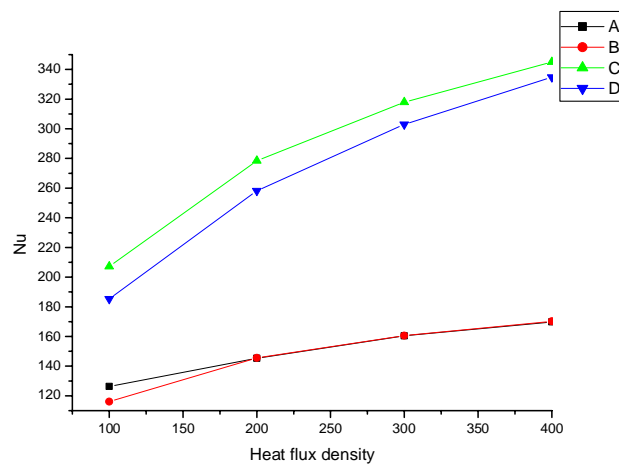


Figure 36. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la puissance de chauffage et du type de conditions aux limites. Cas de la serre à pieds droits

Conclusion générale

Dans ce travail, on a étudié la variation des paramètres climatiques sous deux types de serres : Serre tunnel et serre à pieds droits.

Pour cela, on a considéré deux situations. Dans la première, on a étudié le cas des serres vides et dans la deuxième on s'est intéressé au cas des serres en présence d'une rangée de plantes.

Pour se rapprocher de la réalité deux conditions aux limites qui expriment les pertes thermiques vers l'extérieur sont imposées au toit de la serre : Pertes thermiques convectives et pertes thermiques mixtes. Ceci permet de voir l'influence de chaque type de pertes sur le climat interne.

Pour arriver à avoir une idée sur le climat interne à la serre, on a développé en premier lieu une étude sur la convection naturelle pure et en deuxième lieu une étude sur la convection couplée au rayonnement. Ceci nous a permis de voir l'effet du transfert radiatif sur la variation des paramètres climatiques sous serres (mouvement d'air, température,).

Pour réaliser ce travail, on a fait appel aux différentes équations de transport basées sur les équations de Navier- Stokes et l'équation d'énergie. Comme les écoulements sous serres sont turbulents, la turbulence a été introduite en utilisant le modèle $k-\varepsilon$. Ce modèle a été complété par la loi de parois y^+ afin d'arriver à voir avec précision de ce qui se passe dans les zones proches des parois (zones à gradients thermique et dynamique).

Pour tenir compte du transfert radiatif sous serres, le modèle des ordonnées discrètes a été introduit et les différentes surfaces ont été prises comme corps noirs pour voir l'effet maximal du rayonnement sur la variation interne de la température. L'air est supposé comme fluide transparent.

La végétation sous serres a été introduite comme milieux poreux en faisant appel à la loi de Darcy -Forcheimer. Ceci nous a permis de tenir compte de l'effet de la rangée de plantes sur la dynamique de l'écoulement.

Les résultats numériques obtenus ont été présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes et de profils de vitesses et de température. Ces résultats ont été obtenus en utilisant le logiciel ANSYS.

D'après les résultats obtenus, on constate que :

-Cas des serres vides :

- Pour le cas de la serre tunnel, la circulation d'air est caractérisée par deux grandes cellules symétriques qui occupent la totalité du domaine de calcul. Le nombre de cellules est en bon accord avec le facteur d'aspect (L/H) qui est égal à deux dans ce cas.
- Le nombre de cellules est le même dans le cas où on considère la convection pure et dans le cas de la convection couplée au rayonnement. Donc le transfert radiatif pour les flux imposés dans cette étude n'affecte plus la circulation générale de l'air, par contre il diminue l'intensité de la convection et en regardant les profils de vitesse, on remarque que l'air est moins accéléré dans le cas de l'étude de la convection couplée au rayonnement.
- Pour la variation de la température, on constate que les gradients thermiques sont importants dans le cas des pertes thermiques vers l'extérieur exprimées comme flux mixte.
- Les gradients de la température à l'intérieur de la serre sont moins significatifs de plus en plus en augmentant la puissance de chauffage.
- Dans le cas où on introduit le transfert radiatif, les isothermes suivent d'une façon meilleure les parois de la serre que dans le cas de la convection pure.
- La forme de la serre influe sur l'hétérogénéité climatique sous serres.

-Cas des serres implantées

La convection avec et sans transfert radiatif a été étudiée dans les deux types de serres en présence d'une rangée de plantes de tomates. Une comparaison a été faite dans des différentes situations dans le but est de déterminer l'effet du transfert radiatif, la puissance de chauffage et le type des pertes thermiques vers l'extérieur sur le climat interne de la serre. On constate que :

- La puissance de chauffage et le type des pertes thermiques affectent considérablement le mouvement d'air et le transfert thermique sous serres en présence de la plante, donc le choix de ces paramètres est très important.
- Le transfert de chaleur par rayonnement influe sur la vitesse du fluide et sur les isothermes, donc il faut en tenir compte dans ce genre d'études.

- Afin d'avoir une distribution réelle du climat sous serre, un bon choix de la condition aux limites sur la paroi de la serre est nécessaire.
- Le nombre de Nusselt qui exprime la quantité de chaleur dissipée par les tubes est influencé par le transfert radiatif, la puissance de chauffage et la condition aux limites.
- Le deuxième type de conditions aux limites (condition mixte) a un effet considérable sur le nombre de Nusselt.

Le recours aux modèles numériques qui permettent la résolution des différentes équations de transport permet de caractériser d'une façon fine le climat sous serres, ceci nous permet de passer à la décision concernant les différentes variables climatiques à maintenir sous serres par action des outils de modification du climat interne.

Ce genre d'étude permet d'avoir des modèles de gestion du climat interne et elles permettent de surmonter les difficultés rencontrées dans les études expérimentales qui sont souvent très coûteuses.

-Perspectives

Comme perspectives, il est utile de compléter cette étude par :

- Étude tridimensionnelle des paramètres climatiques dans une serre en vraie grandeur.
- Introduire l'étude de l'humidité.
- Voir le cas des serres ouvertes vide et avec plantes en présence de leur environnement.
- Essayer de mieux valider les résultats obtenus.

Références Bibliographiques

- [1] Abdel-Ghany A. M. et Kozai T. (2006). On the determination of the overall heat transmission coefficient and soil heat flux for a fog cooled, naturally ventilated greenhouse: Analysis of radiation and convection heat transfer. *Energy Conversion and Management*, 47: 2612–2628.
- [2] Avissar, R. et Maher Y. (1982). Verification study of numerical greenhouse microclimate. 25: 1711-1720.
- [3] Aubinet M. et Deltour J. (1994). Natural convection above line heat sources in greenhouse canopies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(12): 1795-1806.
- [4] Baille A. et Boulard T. (1989). Les fortes hygrométries sous serre. Conséquences sur les cultures et solution techniques pour leur contrôle. INRA, Station de Bioclimatologie d'Avignon.
- [5] Baille M., Baille A. et Tchamitchian, M. (1990). A simple model for the estimation of greenhouse transmission: influence of structures and internal equipments. *Acta Horticulturae*, 281 : 35-45.
- [6] Baille M., Delmon D., Baille A., Bontemps J. et Jacquemont R. (1991). Microclimat et transpiration d'une culture de rosiers hors sol sous serre. *P.H.M. Revue Horticole*, 320.
- [7] Baille M., Baille, A. et Delmon D. (1994). Microclimate and transpiration of greenhouse rose crops. *Agricultural and Forest Meteorology*, 71: 83-97.
- [8] Bartzanas T. et Kittas C. (2001). Optimisation of greenhouses ventilation performance with computational fluid dynamics. 2nd Southeastern Europe Fluent users group meeting, Bucharest Romania, Nov 2.
- [9] Bartzanas T., Boulard T. et Kittas C. (2002). 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.
- [10] Boulard T., Baille A., Mermier M. et Villette F. (1991). Mesures et modélisation de la résistance stomatique foliaire et de la transpiration d'un couvert de tomates de serre. *Agronomie* 11 : 259-274.
- [11] Bot G. P. A. (1983). Greenhouse climate: from physical processes to a dynamic model. Thèse de doctorat, Agricultural University Wageningen.

- [12] Boulard T. et Baille A. (1993). A simple greenhouse climate control model incorporating effects of ventilation and evaporative cooling. *Agricultural and Forest Meteorology*, 65: 145-157.
- [13] Boulard T. et Draoui B. (1995). Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: Measurements and data analysis. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 61: 27-36.
- [14] Boulard T. (1996). Caractérisation et modélisation du climat des serres : Application à la climatisation estivale. Thèse de Doctorat, Ecole National Supérieure Agronomique de Montpellier, France.
- [15] Boulard T., Feuilloley P. et Kittas, C. (1997). Natural ventilation performance of six greenhouse and tunnel types. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 67: 249-266.
- [16] Boulard T., Lamrani M. A., Roy J. C., Jaffrin A. et Bouirden L. (1998). Natural ventilation by thermal effect in a one half scale model mono-span greenhouse. *Transaction of the ASAE*, 41(3): 773-781.
- [17] Boulard T. et Wang S. (2000). Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34: 173-190.04: 133-142.
- [18] Boulard T., Wang S. et Haxaire, R. (2000). Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in an empty greenhouse tunnel. *Agricultural and Forest Meteorology*, 100: 169-181.
- [19] Boulard T. et Wang S (2002a). Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and electronics in agriculture*, 34: 173-190
- [20] Boulard T. et Wang S (2002b). Hétérogénéité des transferts convectifs et radiatifs dans un tunnel plastique: conséquences sur la transpiration des cultures. *Plasticulture*, 121 : 23-35.
- [21] Boulard T., Kittas C., Roy J. C. et Wang S. (2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, part 2: Determination of the distributed greenhouse climate. *Biosystems Engineering*, 83 (2): 129-147.
- [22] Boulard T. et Wang S. (2002). Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34 (2002): 173-190.
- [23] Bruse, M. (1998). Development of a numerical model for the simulation of exchange processes between small scale environmental design and microclimate in urban areas. Thèse de Doctorat, University of Bochum.

- [24] Businger J. A. (1963). The glasshouse climate, physics of plant environment. Van Wijk, North publication, 270-318.
- [25] Campbell G. S. (1977). An introduction to environmental biophysics. Springer-Verlag, New York.
- [26] Candel S. (1995). Mécanique des fluides. Dunod, Paris.
- [27] Chassaing P. (2000). Turbulence en mécanique des fluides. Collection PLYTECH de l'I.N.P. de Toulouse.
- [28] Compte-Bellot G. et Bailly C. (2003). Turbulence. CNRS Editions, Paris.
- [29] Day E. et Bailey B. J. (1999). Physical Principles of microclimate modification. In Greenhouse ecosystems, 20: pp. 423 (G Stanhill and H Z Enoch, editors). Elsevier, The Netherlands.
- [30] Deltour J. (1985). Dynamic modelling of heat and mass transfer in greenhouse. Acta Horticulturae, 174: 119-126.
- [31] Devesa A. (2006). Modélisation de parois pour la simulation d'écoulements instationnaires non-isothermes. Thèse de Doctorat, Université de Montpellier II, France.
- [32] Fatnassi H. (2001). Modélisation et caractérisation du micro- climat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filet anti- insectes. Thèse de Doctorat, Université Ibn Zohra d'Agadir, Maroc.
- [33] Fernandez J. E. et Bailey B. J. (1992). Measurement and prediction of greenhouse ventilation rates. Agricultural and forest Meteorology, 58: 229-245.
- [34] Haxaire R., Roy J.C., Boulard T., Lamrani M. A. et Jaffrin A. (1998). Greenhouse natural ventilation by buoyancy forces. In 2nd European conference on Energy performance and indoor climate in buildings and 3rd International conference on indoor air quality, ventilation and energy conservation in buildings, 522-527, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Lyon, France, November 19-21.
- [35] Haxaire R. (1999). Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre. Thèse de Doctorat, Université de Nice, Sophia Antipolis.
- [36] Hoxey R. P. et Moran P. (1991). Full scale wind pressure and load experiments- Multispan 167 x 111 m glasshouse (venlo). Divisional note 1594, AFRC. Institute of Engineering Research, Wrest park, Sisloe, Bedford, January.
- [37] Incropera F. P. et DeWitt D. P. (1990). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Wiley, New York.
- [38] Issa R. I. (1985). Solution of the implicit discretized fluid flow equations by operator-splitting. J. Comput. Phys, 62: 40-65.

- [40] Issa R. I., Ahmadi-Befrui B., Beshay K. R. et Gosman A. D. (1991). Solution of implicit discretized reaction flow equation by operator-splitting. *Journal of computational Physics*, 93 : 388-410.
- [41] Issanchou G. (1991). Modélisation énergétique des serres. Contribution à la mise au point d'un logiciel de thermique appliqué à l'ingénierie des serres. Thèse de Doctorat, Université de Perpignan.
- [42] Jolliet O. (1988). Modélisation du comportement thermique d'une serre horticole. Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne.
- [43] Kemps F. L. K., et Van den Braak N. J. (2000). Heating system position and vertical microclimate distribution in chrysanthemum greenhouse. *Agricultural and Forest Meteorology*. 104: 133-142.
- [44] Kimball B. A. (1986). A modular energy balance program including subroutines for greenhouses and other latent devices. Agricultural Research Service.
- [45] Kittas C. (1980). Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie des serres : application à l'analyse du déterminisme des températures de la paroi et de l'air intérieur de la serre. Thèse Docteur-Ingénieur, Université de Perpignan, France.
- [46] Kittas C. (1994). Détermination du coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi d'une serre. *Agricultural and Forest Meteorology*, 69: 205-221.
- [47] Kosmos S. R.; Riskowski G. L. et Christianson L. L. (1993). Force and static pressure resulting from airflow through screens. *Transaction of ASAE*, 36 (5): 1467-1472.
- [48] Lamrani M. A. (1997). Caractérisation et modélisation de la convection naturelle laminaire et turbulente à l'intérieur d'une serre. Thèse de Doctorat, Université d'Agadir, Maroc.
- [49] Lamrani M. A., Boulard T., Roy J. C. et Jaffrin A. (2001). Airflows and temperature patterns induced in a confined greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 78(1): 75-88.
- [50] Launder B. E. et Spalding D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computational Method for Applied Mechanical Engineering*, 3: 269–289.
- [51] Miguel A. F., Van de Braak N. J., Silva A. M. et Bot G. P. A. (1998). Free convection heat transfer in screened greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 69: 133-139.
- [52] Monteith J. L. (1973). *Principles of environmental physics*. Edward Arnold, New York.
- [53] Monteil C. (1985). Contribution informatique à l'analyse énergétique des serres agricoles. Thèse de Doctorat. Institut Polytechnique de Toulouse.

- [54] Morris L. G. (1964). *The Heating and Ventilation of Greenhouses*. Natl. Inst. Agric. Eng. Silsoe. Bedfordshire, England
- [55] Nara M. (1979). Studies on air distribution in farm buildings two dimensional numerical and experiment. *Journal of the Society of Agricultural Structures*, 9(2): 18-25.
- [56] Nisen A. (1969). *L'éclairage naturel des serres*. Presse Agronomique, Gembloux.
- [57] Nisen A. et Dogniaux, R. (1975). *Traité de l'éclairage naturel des serres*. Institut Royal Météorologique, Bruxelles.
- [58] Okada M. et Takakura T. (1973). Guide and data for greenhouse air conditioning : Heat loss due to air infiltration of heated greenhouse. *Journal of agricultural Meteorology*, 28 : 223.
- [59] Okushima L., Sase S., Maekawa T. et Ikeguchi A. (1998). Airflow patterns forced by wind effect in a venlo type greenhouse. *Journal of the Society of Agricultural Structures*, 29(3): 59-68.
- [60] Ould khaoua S. D. (2006). *Modélisation de l'aération naturelle et du microclimat des serres en verre de grande portée sous climat tempéré océanique*. Thèse de Doctorat, Université d'Angers, France.
- [61] Ould Khaoua S. A. Bournet P. E. et Chassériaux G. (2006a). Mathematical modelling of the climate inside a glasshouse during daytime including radiative and convective heat transfers. *Acta Horticulturae*, 718: 255-262.
- [62] Ould Khaoua S. A., Bournet P. E., Migeon C., Boulard T. et Chassériaux G. (2006b). Analysis of greenhouse ventilation efficiency based on CFD studies. *Biosystems Engineering*, 95(1):83-98
- [63] Papadakis G, Frangoudakis A. et Kyristis S. (1994). Experimental investigation and modelling of heat and mass transfer between a tomato crop and the greenhouse environment. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 57: 217-227.
- [64] Patankar S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere, New York.
- [65] Penman H. L. (1948). Natural evaporation from open water, bare soil and grass. *Proceedings of the Royal Society, London (A)*, 193: 120-145.
- [66] Piquet J. (1999). *Turbulent flows*. Springer nature, Switzerland AG.
- [67] Reichrath S. et Davies T. W. (2002). Using CFD to model the internal climate of greenhouses: past, present and future. *Agronomie*, 22: 3-19.
- [68] Roy J. C., Boulard T. et Bailly Y. (2000). Characterisation of the heat transfer from heating tubes in a greenhouse. *EurAgEng*, FB22.

- [69] Roy J. C, Boulard T. Kittas C. et Wang S. (2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystems Engineering*, 83(1): 1-20.
- [70] Sacadura J. F. (1978). *Initiations aux transferts thermiques*. Technique et Documentation, Paris.
- [71] Sase S., Takakura T. et Nara M. (1984). Wind tunnel testing on airflow and temperature distribution of a naturally ventilated greenhouse. *Acta Horticulturae*. 148: 329-336.
- [72] Sase S. (1989). The effect of plant arrangement on airflow characteristics in a naturally ventilated glasshouse. *Acta Horticulturae*, 245: 429-435.
- [73] Short T. H. (1996). Selecting the greenhouse structure your crop needs. *Grower Talks*, July 8-9.
- [74] Stanghellini C. (1987). *Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management*. These of Doctorate, Agricultural University, Wageningen.
- [75] Stanhill G., Fuchs M., Bakker J. et Moreshet S. (1973). The radiation balance of a glasshouse rose crop. *Agricultural Meteorology*, 11: 385-404.
- [76] Takakura T., Jordan K. A. et Boyd L. L. (1971). Dynamic simulation of plant growth and environment in the greenhouse. *Transaction of the ASAE*, 14(5): 964-971.
- [77] Wang S. (1998). *Measurement and modeling of natural ventilation in a large Venlo-type greenhouse*. Thèse de Doctorat, Faculté universitaire des sciences agronomiques de Gembloux, Belgique.
- [78] Wang S., Boulard T. et Haxaire R. (1999). Air speed profiles in a naturally ventilated greenhouse with a tomato crop. *Agricultural and Forest Meteorology*, 96: 181-188.
- [79] Wang S. et Boulard T. (2000). Measurement and prediction of solar radiation distribution in full-scale greenhouse tunnels. *Agronomie*, 20 : 41-50.
- [80] Zhao, Y., Teitel, M. et Barak, M. (2001). Vertical temperature and humidity gradients in a naturally ventilated greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 78(4): 431-436.

الخلاصة

أجريت دراسة على حركة الهواء وتغير درجة الحرارة في نوعين من البيوت البلاستيكية الفارغة والتي بها نباتات. هذان النوعان هما البيوت البلاستيكية النفقية وذات الأقدام المستقيمة التي تستخدم على نطاق واسع في منطقة البحر الأبيض المتوسط. لهذا الغرض، قمنا بدراسة عديدة للحمل الحراري والحمل الحراري المقترن بالإشعاع لنوعين من الشروط الحدودية التي تعبر عن فقدان الحرارة من البيت البلاستيكي إلى الخارج. في هذه الدراسة، حاولنا أن نرى تأثير عدة عوامل في المناخ الداخلي للبيت البلاستيكي ومنها الإشعاع الحراري الذي يتم إهماله في عدد كبير من الدراسات، وقوة التدفئة ونوع الشروط الحدودية التي ترمز إلى فقدان الحرارة إلى الخارج. لتنفيذ هذه الدراسة، تم استخدام البرنامج انسيس. التدفق داخل البيت البلاستيكي مضطرب وتم تشكيل نموذج الاضطراب باستخدام نموذج ك-إبسلون. وقد اكتمل هذا النموذج باستعمال قانون الجدران من أجل تحديد التدرجات المختلفة في المناطق القريبة من الجدران. تم استعمال النقل الإشعاعي باستخدام نموذج الإحداثيات المنفصلة. بعد تحليل النتائج التي تم الحصول عليها لشروطين من الشروط الحدودية التي تعبر عن فقدان الحرارة إلى الخارج وبالنسبة للنوع الثاني من الشروط الحدودية (حالة التدفق المختلط)، نلاحظ تغير سرعة الهواء وظهور تدرجات لدرجة الحرارة.

الكلمات المفتاحية: البيت البلاستيكي، درجة الحرارة، الحمل الحراري، الإشعاع الحراري، النبات.

Résumé :

Une étude du mouvement d'air et de la variation de la température dans deux types de serres vides et avec plantes, a été réalisée. Ces deux types sont la serre tunnel et la serre à pieds droits qui sont largement utilisées dans la région de la méditerranée.

Pour cela, on s'est intéressé à l'étude numérique de la convection naturelle et de la convection couplée au rayonnement pour deux types de conditions aux limites qui expriment les pertes thermiques vers l'extérieur.

Dans cette étude, on a essayé de voir l'effet du rayonnement thermique qui est négligé dans un nombre important d'études, la puissance de chauffage et le type de pertes thermiques vers l'extérieur sur le climat interne de la serre.

Pour réaliser cette étude, on a fait appel au logiciel ANSYS.

L'écoulement à l'intérieur de la serre est turbulent et la turbulence a été modélisée en utilisant le modèle k-ε, ce modèle a été complété par la loi de parois y+ afin d'arriver à déterminer les différents gradients dans les zones proches des parois. Dans cette étude, le transfert radiatif est introduit en utilisant le modèle des ordonnées discrètes (DO).

Les résultats obtenus sont analysés pour deux conditions aux limites qui expriment les pertes thermiques vers l'extérieur. Pour le deuxième type de conditions aux limites (condition de flux mixte), la structure des isothermes change et des gradients significatifs de température apparaissent.

Mots clés : serre, température, convection, rayonnement thermique, plante.

Abstract:

A study of airflow and temperature variation in two types of empty and implanted greenhouses was carried out. These two types are the tunnel greenhouse and the greenhouse with straight feet which are widely used in the Mediterranean region.

For this purpose, we have studied numerically the natural convection and the convection coupled with the radiative heat transfer in the two greenhouses for two types of boundary conditions that express heat losses to the outside.

In this study, we tried to see the effect of radiative heat transfer that is neglected in a large number of studies, the heating power and the type of heat losses to the outside on the greenhouse's internal climate.

To carry out this study, the ANSYS software was used.

The flow inside the greenhouse is turbulent and the turbulence has been modelled by using the k-ε model, this model has been completed by the law of wall y + in order to determine the different gradients in the areas near the walls. In this study, radiative heat transfer is introduced by using the discrete ordinate model (DO).

The results obtained are analysed for two types of the boundary conditions which express heat losses to the outside. For the second type of boundary conditions (convection coupled with radiative heat transfer), the isothermal structure changes and significant temperature gradients appear.

Keywords: greenhouse, temperature, convection, radiative heat transfer, plant.