



N° d'ordre : /2012

## THESE

Présentée à la  
FACULTE DES SCIENCES D'AGADIR

En vue de l'obtention du  
**GRADE DE DOCTEUR EN PHYSIQUE**  
(Spécialité : Energétique, Thermique et Métrologie)

Par

**Khalid LEKOUCH**

**MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE DU MICROCLIMAT  
D'UNE SERRE GOTHIQUE DE GRANDE DIMENSION ET EQUIPÉE DE  
FILETS ANTI INSECTES**

Soutenance prévue le 14/07/2012 devant la commission d'examen composée de Messieurs :

Najim SELHAOUI, professeur de la Faculté des Sciences Agadir	Président
L. BOUIRDEN, Professeur, Université Ibn Zohr, Agadir	Directeur de thèse
Fouad MOUSSAOUI, Professeur de la Faculté des Sciences et Techniques d'Errachidia	Rapporteur
Ahmed BEKKAOUI, Professeur à l'Institut Agronomique et Vétérinaire Rabat	Rapporteur
Abdellatif CHAKIR, Professeur de la Faculté des Sciences d'Agadir	Rapporteur
Khalid BOUABID, Professeur de la Faculté des Sciences d'Agadir	Examinateur
Hassan DEMRATI, Professeur de la Faculté des Sciences et Techniques Goulmim	Examinateur

## Table des matières

<b>Introduction générale .....</b>	1
<b>Objectifs et structure de la thèse: .....</b>	2
<b>Chapitre 1 : Généralités et synthèse bibliographique .....</b>	5
<b>I. Les cultures sous serres au Maroc.....</b>	5
Parc de serres au Maroc .....	5
II -1 Type canarien.....	5
II -2. Type multi-chapelle .....	7
II-3. Filet anti-insectes .....	8
<b>II. Les études sur la ventilation passive des serres .....</b>	9
<b>IV. Modélisation de l'aération des serres.....</b>	11
IV.1. Modèles statistiques .....	11
IV.2. Modèles régressifs .....	11
IV.3. Modèles fins non linéaires .....	12
<b>V. Les études sur la circulation générale de l'air dans les serres .....</b>	14
<b>VI. Conclusion .....</b>	16
Chapitre 2.....	19
<b>I. Dispositifs et techniques expérimentales .....</b>	19
I.1. Le site.....	19
I.2. Le climat .....	19
I.3. Description de la serre .....	19
I.3.1. La serre .....	19
I.3.2. Culture .....	21
I.4. Matériel et méthodes expérimentales.....	24
I.4.1. Estimation de l'indice de recouvrement foliaire (LAI) .....	24
I.4.2. Mesure de la température et de l'humidité de l'air .....	24
I.4.3. Mesure du rayonnement solaire global extérieur .....	25
I.4.4. Mesure du rayonnement net sous serre au-dessus du couvert végétal .....	25
I.4.5. Mesure de la température du sol .....	25
I.4.6. Mesure des températures des feuilles et des différentes parois de la serre.....	26
I.4.7. Mesure du flux de chaleur dans le sol .....	26
I.4.8. Mesure de la vitesse du vent .....	26
I.4.9. Mesure de la direction du vent .....	26
I.4.10. Acquisition et traitement de données .....	26
Chapitre 3.....	30
<b>I. Caractérisation du microclimat de la serre.....</b>	30
I.1. Evolution des conditions extérieures .....	30
I.2. Evolution des conditions intérieures .....	35
I.3. Températures de feuillage.....	37
I.4. Températures de la couverture et du sol interne .....	39
I.5. Rayonnement net et flux de chaleur dans le sol .....	40
I.6. Conclusion .....	41
<b>II. Etude de la ventilation naturelle de la serre .....</b>	42
<b>II.1. Théorie.....</b>	42
II.1.1. Rappels du bilan de chaleur sensible et latente de l'air intérieur .....	43
II.1.2. Estimation des différents termes qui interviennent dans l'équation du bilan d'énergie.....	46
II.1.3. Estimation du taux global d'aération .....	48
<b>II.2. Les mesures expérimentales :</b> .....	49
<b>II.3. Analyse et discussion des performances en ventilation</b> .....	49
II.3.1. Détermination des paramètres du modèle .....	50
II.3.2. Analyse et discussion des effets réducteurs du taux de ventilation.....	56

II.3.3. Conclusion .....	59
<i>II.4-Prédiction de la température interne de la serre .....</i>	61
II.4.1. Modèle Physique .....	61
II.4.2. Modèle de réseaux de neurones .....	66
<b>III. Conclusions .....</b>	<b>69</b>
<b>I. Modélisation numérique (CFD) du microclimat des serres .....</b>	<b>72</b>
I.1 Modèle physique .....	72
I.1.2. Position du problème et objectifs .....	72
I.1.3. Equations aux dérivées partielles du mouvement .....	73
I.1.4. Equation de conservation de la masse .....	73
I.1.5. Equations de quantité de mouvement .....	74
I.1.6. Equation de conservation de l'énergie .....	75
I.1.7. Hypothèses et approximations simplificatrices .....	75
I.1.8. Système d'équations retenu .....	77
I.1.2. Modélisation de la turbulence .....	78
I.1.2.1. Approche statistique: les tenseurs de Reynolds .....	79
I.1.2.5. Modèles à deux équations .....	84
I.1.3. Ecoulement dans les milieux poreux .....	89
I.1.4. Modélisation des écoulements dans les couverts végétaux .....	89
I.1.4.2. Evapotranspiration des couverts végétaux .....	90
<b>II. Modèle numérique du climat de la serre .....</b>	<b>94</b>
II.1. La résolution numérique .....	96
II.2. Formulation du problème discret .....	97
II.2.1. Méthodes de discréttisation .....	97
II.2.2. Discréttisation de l'équation générale de conservation .....	99
II.2.3 Algorithme et méthodes de résolution .....	105
a) Algorithme de résolution PISO .....	105
b) Méthodes de résolution .....	107
II.2.4. Raffinements nécessaires du modèle .....	108
<b>III. Prise en compte des filets anti insectes et du couvert végétal .....</b>	<b>109</b>
III.1 Perméabilité et coefficient de perte de charge non linéaire des filets anti insectes .....	109
III.3. Perméabilité et coefficient de perte de charge non linéaire du couvert végétal .....	112
III.4. Modélisation des effets dynamique, thermique et hydrique du couvert végétal .....	112
Chapitre 5 .....	119
<b>I. Étude numérique de l'écoulement de l'air et du microclimat distribué dans la serre .....</b>	<b>119</b>
I.1. Maillage et conditions aux limites .....	119
I.1.1. Description du site et la serre .....	119
I.1.2. Maillage .....	120
I.1.3. Conditions aux limites .....	122
I.2. Validation des simulations .....	124
I.2.1. Vérification par rapport à la distribution du climat interne .....	124
I.2.2. Vérification par rapport au bilan d'énergie global de la serre .....	127
I.3. Description détaillée du microclimat distribué au sein de la serre .....	129
I.3.1. Étude du microclimat diurne .....	130
I.3.2 Analyses et discussions des paramètres climatiques de l'air de la serre .....	130
I.3.3 Analyse des effets des filets anti-insectes sur le climat interne de la serre .....	149
Conclusion .....	152
Conclusion générale .....	154
References Bibbliographiques: .....	158
<b>Annexe A, B, C et D</b>	<b>168</b>

## **Remerciements**

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au Laboratoire de Thermodynamique et Energétique de la Faculté des Sciences d’Agadir au sein de l’Unité de Formation et de Recherche « Energétique et Génie des Matériaux », sous la direction de Monsieur le Professeur Lahcen BOUIRDEN : je lui exprime ma sincère reconnaissance et ma profonde gratitude de m’avoir accueilli et soutenu durant la réalisation de ce travail. Avec beaucoup de patience, d’indulgence et de dynamisme il m’avait initié à la recherche et m’avait guidé tout au long de mon travail.

Je présente mes sincères remerciements à Monsieur Najim SELHAOUI, Professeur à la Faculté des Sciences d’Agadir, de me faire l’honneur d’accepter de présider le jury de cette Thèse.

Mes vifs remerciements vont aussi aux rapporteurs de cette thèse : Messieurs les Professeurs Fouad MOUSSAOUI, Ahmed BEKKAOUI, et Abdellatif CHAKIR, qui m’ont bien évalué le fondement scientifique de ce travail.

Mes remerciements vont également à Monsieur Khalid BOUABID, Professeur à la Faculté des Sciences d’Agadir, d’avoir accepté d’examiner mon travail. Qu’il trouve ici l’expression de ma profonde gratitude.

Je remercie très sincèrement Monsieur Hassan Demrati, Professeur à la Faculté des Sciences et Technologies de Goulimim d’avoir accepté de faire partie de ce jury.

Mes vifs remerciements vont aussi à tout le staff du Centre de Transfert des Technologies à Khmiss Ait Amira d’Agadir et aux personnels de l’APEFEL qui ont gracieusement mis à notre disposition une serre pour l’expérimentation et qui nous ont aidés tout au long des campagnes de mesures.

Je n’oublierai pas de remercier tous les membres du Laboratoire de Thermodynamique et Energétique (LTE) et le personnel du Département de Physique de la Faculté des Sciences d’Agadir pour leur soutien et leur aide qu’ils m’ont apporté tout au long de ce travail.

Finalement, un grand merci à tous mes amis et collègues pour leur soutien moral et leurs encouragements le long de ces années de Thèse.

Je remercie aussi infiniment toute ma famille, mes parents, mes frères et mes sœurs pour leur soutien moral et matériel qui n'ont pas cessé de m'apporter tout ces années d'études ici à Agadir.

Enfin, je tiens à remercier toute autre personne qui a participé de loin ou de près à la réalisation de ce travail.

# Nomenclature

$a, b, c$	constantes,	-
$Cd$	Coefficient de perte de charge	-
$C_D$	coefficient de perte de charge du couvert végétal	-
$C_F$	Coefficient de perte de charge non linéaire	-
$C_p$	Chaleur spécifique de l'air à pression constante	$J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
$Cp$	Coefficient de chute de pression du filet	-
$C_w$	Coefficient d'efficience du vent sur l'aération	-
$C_\mu$	Coefficient caractéristique de la turbulence	-
$C_1$	Coefficient caractéristique de la turbulence	-
$C_2$	Coefficient caractéristique de la turbulence	-
$C_3$	Coefficient caractéristique de la turbulence	-
$d$	diamètre du filament	m
$d_v$	Dimension caractéristique des feuilles	m
$D_a$	Déficit de saturation	Pa
$D_v$	direction du vent	degré
$e$	tension de vapeur d'eau dans l'air	$\text{kg m}^{-3}$
$F$	force extérieure	N
$g$	accélération de pesanteur	$\text{m s}^{-2}$
$G$	flux volumique d'aération	$\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$
$G_r$	nombre de Grashoff	-
$h$	hauteur moyenne de la serre	m
$H_c$	hauteur de la cheminée représentée par la hauteur moyenne du barycentre des flux d'air entrants ou sortants	m
$HR$	humidité relative	%
$k$	énergie cinétique turbulente	$\text{m}^2 \text{ s}^{-2}$
$K$	perméabilité intrinsèque du milieu poreux	$\text{m}^2$
$\ell$	Largeur de la maille du filet anti-insectes	m
$L$	longueur de la maille du filet anti-insectes	m
$LAI$	indice de surface foliaire donnant la surface de la végétation par $\text{m}^2$ du sol couvert	-

$Le$	nombre de Lewis	-
$L_o$	Longueur de l'ouvrant	m
$L_v$	Chaleur latente massique de vaporisation de l'eau	J kg <sup>-1</sup>
$Nu$	Nombre de Nusselt	-
$P$	pression	Pa
$Pr$	Nombre de Prandlt	-
$Pv$	Proportion de la surface de la serre couverte par la végétation	-
$\Delta P$	Différence de pression à travers l'ouvrant	Pa
$q$	flux de chaleur interne	W m <sup>-2</sup>
$q_L$	Flux de chaleur latente	W m <sup>-2</sup>
$q_s$	Flux de chaleur sensible	W m <sup>-2</sup>
$q_E$	Flux de chaleur latente d'évaporation ou de condensation	W m <sup>-2</sup>
$q_c$	Flux de chaleur convectif	W m <sup>-2</sup>
$Q^*$	Bilan radiatif dans le champ des courtes longueurs d'ondes	W m <sup>-2</sup>
$q_Q$	Densité de flux de chaleur conductif	W m <sup>-2</sup>
$r_a$	Résistance aérodynamique	s m <sup>-1</sup>
$r_s$	Résistance stomatique	s m <sup>-1</sup>
$Re$	Nombre de Reynolds	-
$R_g$	Rayonnement solaire global	W m <sup>-2</sup>
$R_n$	Rayonnement net	W m <sup>-2</sup>
$t$	temps	s
$T$	température de l'air	K
$\Delta T$	différence de température	K
$U$	vitesse du vent	m s <sup>-1</sup>
$U_{ext}$	vitesse du vent extérieur	m s <sup>-1</sup>
$u_j$	Composante du vecteur vitesse	m s <sup>-1</sup>
$V_g$	Volume de la serre	m <sup>3</sup>
$w$	contenu en eau de l'air	kg kg <sup>-1</sup>
$w^*$	teneur en eau saturante à la température de surface	kg kg <sup>-1</sup>

$\Delta x$  Épaisseur du milieu poreux m

### Symboles grecs

$\alpha$	Porosité du filet anti-insectes	-
$\alpha_{Sj}$	Coefficient d'absorption de l'élément j au rayonnement de courtes longueurs d'ondes	-
$\beta$	Coefficient de dilatation	K <sup>-1</sup>
$\varepsilon$	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m <sup>2</sup> s <sup>-3</sup>
$\varepsilon_{Sj}$	Émissivité de l'élément j au rayonnement de grandes longueurs d'ondes	-
$\Gamma$	Diffusivité moléculaire de la chaleur	m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
$\varphi$	Différence du contenu en eau entre l'intérieur et l'extérieur de la serre	kg kg <sup>-1</sup>
$\kappa$	Constante de von Karmann	-
$\lambda$	Conductivité thermique de l'air	W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
$\mu$	viscosité dynamique de l'air en volume	kg s <sup>-1</sup> m <sup>-1</sup>
$\nu$	viscosité cinématique de l'air	m <sup>-2</sup> s <sup>-2</sup>
$\sigma_\varepsilon$	Constante empirique (modèle de turbuence)	-
$\sigma_k$	Constante empirique (modèle de turbuence)	-
$\rho$	Densité de l'air	kg m <sup>-3</sup>
$\rho_{Sj}$	Coefficient de réflexion de l'élément j au rayonnement de courtes longueurs d'ondes	-
$\tau_{Sj}$	Coefficient de transmission de l'élément j au rayonnement de courtes longueurs d'ondes	-

### Indices

$e$	extérieur
$n$	net (filet anti-insectes)
$i$	intérieur
$o$	ouvrant
$s$	sol
$v$	végétation
$w$	mur (wall)

## Listes des Figures

Figure 2. 1: Schéma de la serre expérimentale, de son système d'aération et de son environnement proche .....	20
Figure 2. 2 : Ouvrants d'aération aux parois latérales et zénithales au toit .....	21
Figure 2. 3 : Data logger type Campbell scientifique CR23 et CR850 .....	27
Figure 2. 4 : Stations météorologiques extérieure et intérieure.....	27
Figure 2. 5: Schéma du dispositif expérimental installé pour les mesures des facteurs climatiques intérieur et extérieur de la serre .....	28
Figure 3. 1: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur $R_g$ , de la température $T_{ext}$ et de l'humidité relative $H_r$ de l'air extérieur pour la période allant du 1 au 8 août 2009. ....	30
Figure 3. 2: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur, de la température et de l'humidité relative de l'air extérieur pour la période allant du 14 au 22 Septembre 2009. ....	31
Figure 3. 3: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur de la vitesse et la direction du vent pour la période allant du 1 au 8 Août 2009. ....	31
Figure 3. 4: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur de la vitesse et la direction du vent pour la période allant du 14 au 22 septembre .....	32
Figure 3. 5: Evolution en fonction du temps du rayonnement global extérieur et du rayonnement net intérieur pour la période allant du 1 au 8 Aout 2009 (sans plantation). ....	32
Figure 3. 6: Evolution en fonction du temps du rayonnement globale et du rayonnement net intérieur pour la période allant du 14 au 22 septembre 2009.....	33
Figure 3. 7: évolution de la température de l'air extérieur et intérieur de la serre pour la période allant du 1 <sup>er</sup> au 8 août 2009. ....	33
Figure 3. 8: évolution de la température de l'air extérieur et intérieur de la serre pour la période allant du 14 au 22 Septembre 2009. ....	34
Figure 3. 9: Evolution en fonction du temps de l'humidité relative intérieure et extérieur pour la période allant du 1 au 8 Aout 2009(sans plantation) 2009.....	34
Figure 3. 10: Evolution en fonction du temps de l'humidité relative intérieure et extérieur pour la période allant du 14 au 22 septembre 2009(avec plantation).....	35
Figure 3. 11: Evolution en fonction du temps de la température des feuilles à deux hauteurs différents, température du fruit et la température moyenne d l'air de la serre.....	38
Figure 3. 12: Evolution de la différence de température du couvert végétal et celle de l'air intérieur de la serre en fonction du rayonnement solaire extérieur .....	38

Figure 3. 13: Evolution en fonction du temps de la température moyenne de l'air intérieur, température du sol intérieur hors paillage et la température de la toiture .....	40
Figure 3. 14: Evolution en fonction du temps de rayonnement net, $R_{net}$ au-dessus de la végétation à l'intérieur de la serre et le flux de chaleur à la surface du sol $F_s$ (14 au 22Septembre 2009) .....	41
Figure 3. 15: Schéma des flux de chaleur sensible et latente impliqués dans le bilan d'énergie de l'air intérieur de la serre .....	45
Figure 3. 16: Évolution du flux de ventilation mesuré $G$ en ( $m^3/s$ ) en fonction de la vitesse du vent $U$ en $m/s$ .....	51
Figure 3. 17: Evolution du terme $Cd\sqrt{C_w} = \frac{2G}{S_T U}$ en fonction de la vitesse du vent $u$ en $m/s$ .....	51
Figure 3. 18: Evolution des valeurs du taux de ventilation calculées par le modèle réduit de ventilation en fonction des valeurs estimées par le modèle du bilan d'énergie.....	53
Figure 3. 19: Evolution des résidus entre les valeurs calculées et les valeurs estimées du taux de ventilation $G$ , en fonction de la vitesse du vent.....	54
Figure 3. 20. Evolution des températures mesurées ( ) et calculées (----) en fonction du temps du 29/09/2009 au 12/10/2009 .....	64
Figure 3. 21: Comparaison entre les valeurs simulées et mesurées de la température interne de la serre.....	64
Figure 3. 22: variation du taux de ventilation en fonction de l'écart de température entre l'extérieur et l'intérieur. ....	65
Figure 3. 23: Architecture du réseau de neurones adoptée dans cette étude.....	67
Figure 3. 24: Résidu calculé entre les valeurs mesurées et celles prédites par le réseau de neurones. 68	
Figure 3. 25. Evolution des températures mesurées et calculées en fonction du temps du 29/09/2009 au 12/10/2009.....	69
Figure 3. 26 : Comparaison entre les valeurs simulées et mesurées de la température interne de la serre.....	69
 Figure 4. 1: Forces s'exerçant sur une particule fluide en convection libre .....	77
Figure 4. 2: Représentation schématique des résistances au transfert de vapeur d'eau entre la feuille et l'air .....	91
Figure 4. 3: photo représentative d'un stomate de tomate .....	94
Figure 4. 4: Représentation du volume de contrôle : notations utilisées pour la discréétisation des équations .....	99

Figure 4. 5: Représentation d'une maille de filet anti-insectes .....	109
Figure 4. 6: évolution du rapport des résistances stomatiques des faces supérieure et inférieure des feuilles en fonction du rayonnement global mesuré sous la serre .....	115
Figure 5. 1: Schéma représentatif de la serre et de son système d'aération. Les rangées de végétation et les ouvrants zénithales d'aération de toiture sont perpendiculaires à la direction du vent dominant. ....	120
Figure 5. 2 : Maillage utilisé pour simuler la serre avec ses ouvrants équipés de filet anti-insectes (issu du logiciel CFD) .....	121
Figure 5. 3: Maillage utilisé pour simuler la serre avec ses ouvrants équipés de filet anti-insectes ...	121
Figure 5. 4: Evolution des profils de température diurne simulée et mesurée au centre de la serre à 1 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)	125
Figure 5. 5: Evolution des profils de température diurne simulés et mesurés au centre de la serre à 4 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre) .	125
Figure 5. 6: Evolution des profils d'humidité absolue diurne simulés et mesurés au centre de la serre à 1 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)	126
Figure 5. 7: Evolution des profils d'humidité absolue diurne simulés et mesurés au centre de la serre à 4 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)	126
Figure 5. 8: Champ dynamique issu de la simulation (m/s) .....	131
Figure 5. 9: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (A) de la figure (5.8).....	132
Figure 5. 10: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (B) de la figure (5.8) .....	132
Figure 5. 11: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (C) de la figure (5.8) .....	133
Figure 5. 12: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (D) de la figure (5.8) .....	133
Figure 5. 13: Champ dynamique simulé au centre de la serre (m/s) .....	134
Figure 5. 14: Champ dynamique simulé au centre de la serre (m/s) .....	135
Figure 5. 15: Profil vertical de vitesse simulée au centre (m/s) de la serre en fonction de la hauteur de la serre .....	136
Figure 5. 16: Profil de vitesse simulé (m/s) à 1m au-dessus du sol le long de la largeur de la serre...	137
Figure 5. 17: Profil de vitesse simulé (m/s) à 4 m au-dessus du sol le long de la largeur de la serre..	137

Figure 5. 18: Profil de vitesse simulé (m/s) à 1m au-dessus du sol le long de la longueur de la serre	138
Figure 5. 19: Profil de vitesse simulé (m/s) à 4 m au-dessus du sol le long de la longueur de la serre	138
Figure 5. 20: Champ thermique simulé .....	140
Figure 5. 21: Champ thermique simulé.....	141
Figure 5. 22: Champ thermique simulé .....	141
Figure 5. 23: Champ thermique simulé (en degré K) au centre de la serre .....	142
Figure 5. 24: Profil de Température simulé à 1 m au-dessus du sol en fonction de le long de la largeur de la serre .....	142
Figure 5. 25: Profil de Température simulé à 4m au-dessus du sol le long de la largeur de la serre .	143
Figure 5. 26: Profil de Température simulé à 1m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre .....	143
Figure 5. 27: Profil de Température simulé à 4m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre .....	144
Figure 5. 28: Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée au centre de la serre .....	145
Figure 5. 29: Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée .....	146
Figure 5. 30: Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée au centre de la serre .....	146
Figure 5. 31: Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée .....	147
Figure 5. 32: Profil d'humidité absolue simulée à 4m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre .....	147
Figure 5. 33: Profil d'humidité absolue simulée à 1 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre .....	148
Figure 5. 34: Profil d'humidité absolue simulée à 1m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre .....	148
Figure 5. 35: Profil d'humidité absolue simulée à 4 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre .....	149
Figure 5. 36 : Profile verticaux de vitesse simulés au centre de la serre adimensionnés par rapport à la vitesse extérieure, en fonction de la hauteur de la serre .....	150
Figure 5. 37 : Profile de différence de température avec l'extérieur ( $T_{int} - T_{ext}$ ) au centre de la serre, en fonction de la hauteur de la serre .....	151



## Listes des Tables

Table 1. 1 : Caractéristiques géométriques des filets anti-insectes utilisés dans la région d'Agadir.....	9
Table 2. 1 : caractéristiques de la plantation de la culture de tomate dans la serre .....	22
Table 3. 1 : Les valeurs du coefficient $C_d \sqrt{C_w}$ identifiées pour plusieurs serres équipées d'ouvrants mobiles ( $10^\circ$ et $30^\circ$ ) ou permanents .....	52
Table 3. 2: Coefficients de perte de charge déterminés par différents auteurs (Roy et al., 2002) pour différents types de bâtiments et de serres .....	55
Table 3. 3 : Valeurs du coefficient d'efficience du vent $C_w$ trouvées dans la littérature (Roy, 2002) ...	56
Table 3. 4: Paramètres de ventilation de notre serre expérimentale (A) et celle (B) étudiée par Majdoubi et al.(2007) et (C) étudiée par Fatnassi et al.(2002) .....	58
Table 3. 5 : différentes paramètres de pertes de charges (ouvrant sans filets, filet anti insectes et orientation des rangés du couvert végétal .....	59
Table 4. 1: Les constantes du modèle à une équation.....	83
Table 4. 2: Les constantes usuelles du modèle, k –ε standard. ....	85
Table 4. 3: Les constantes usuelles du modèle, k-ε RNG. ....	86
Table 4. 4: Les constantes usuelles du modèle, k-ε Réalisable. ....	88
Table 4. 5 : La porosité $\alpha$ , la perméabilité K et le coefficient de perte de charge non-linéaire CF pour le filet anti insectes 20/10 .....	110
Table 5. 1: Valeurs estimées du taux de ventilation et des différents termes de l'équation du bilan d'énergie global.....	129
Table 5. 2 : Mesures expérimentales moyenne (réalisées entre 11h et 14h) durant 3 jours (29 septembre au 01 octobre, 2009) des paramètres climatiques de la serre qui sont utilisées comme conditions aux limites pour les simulations du microclimat du jour .....	130

## Introduction

Depuis leur apparitions il y a un peu plus de cinquante ans, le système de culture abritée "serre" est maintenant un système de production de masse incontournable qui assure l'approvisionnement des populations en fruits et légumes frais et en végétaux d'ornement toute l'année, dans toutes les régions et sous tous les climats du monde. Il s'agit d'un système de production agricole intensif dont les interactions avec l'environnement naturel, social et économique sont très fortes et qui présente tout à la fois des faiblesses voire des déficiences et des atouts indéniables.

Dans son sens le plus large, une serre désigne un dispositif établi pour modifier l'action des facteurs naturels et l'adapter au mieux aux besoins des plantes. Actuellement, les serres agricoles s'apparentent de plus en plus à des structures industrielles dont l'architecture et les performances doivent être optimisés pour assurer une rentabilité face aux coûts d'investissement qu'elles représentent. Les principaux facteurs du milieu interne de la serre qui sont modifiés par rapport à l'extérieur, sont : la température, l'humidité la lumière et la vitesse du vent. Il est bien connu que le sol et les plantes situés sous serre recevant les rayons du soleil s'échauffent bien plus qu'à l'air libre (effet de serre) : cela est dû à la suppression du vent et à la réduction de la convection de l'air.

La gestion du micro climat sous serre relève d'une certaine habileté, notamment dans les régions ensoleillées (région aride et semi-aride). Les hautes températures d'air et l'intensité du rayonnement solaire qui caractérisent ces régions, y compris le Maroc dès le début du printemps, provoquent des surchauffes excessives à l'intérieur et qui durent jusqu'à la fin de l'automne affectant la qualité et le rendement des cultures sous abris. L'humidité est aussi augmentée causé par l'absence du vent et l'évapotranspiration du sol et du couvert végétal en enceinte relativement close. Cette humidité excessive, favorise la croissance des moisissures, des champignons et met ainsi les problèmes de climatisation et de ventilation au premier plan.

L'étude et la modélisation du microclimat de la serre avec toutes ces composantes (température, humidité, évapotranspiration, condensation, échange convectif et radiatif, et ventilation) est un des moyens indispensable pour contrôler les paramètres climatiques de la serre. L'aération naturelle, est sans doute le mode de climatisation le plus répandu au Maroc pour résoudre le problème de surchauffe en période estivale. Cependant, l'invasion des bio-

agresseurs vecteurs de virus qui affectent les cultures sous serres en pénétrant à travers les ouvrants d'aération, a poussé les serristes à mettre des filets anti-insectes sur les ouvrants pour assurer une protection efficace et sans recours exagéré aux pesticides. Or, la mise en place de filets avec des mailles très fines (anti-thrips et anti-aphides) entraîne, surtout en été, une nette diminution du taux de ventilation qui génère une montée en température et en humidité de l'air de la serre, ce qui est très pénalisant pour les cultures mis en place.

### **Objectifs et structure de la thèse:**

A partir de ces constats, notre travail vise particulièrement les points essentiels suivants:

- caractériser expérimentalement le microclimat interne et déterminer le taux de ventilation naturelle d'une serre nouvelle génération de type multi-chapelle équipée de filets anti insectes en conditions réelles de culture et ceci afin de quantifier très exactement la chute du flux d'air échangé induite à la fois par l'utilisation de filets anti insectes et l'orientation des rangés du couvert végétal ;
  - caractériser et modéliser finement les transferts thermoconvectifs à l'intérieur des serres équipées de ces filets protecteurs afin de préciser en détail les champs thermiques, hydrique et aérauliques dans ce type d'abris.
- Utiliser les modèles mis au point grâce à la mise en œuvre de codes de calcul de mécanique des fluides, pour analyser les modifications climatiques induites par l'utilisation de différent filets protecteurs.

Par conséquent, le premier chapitre de ce mémoire sera consacré aux rappels des différentes problématiques des serres liées à l'invasion des insectes vecteurs de virus, nous présentons également les études menées par d'autres auteurs sur le sujet de l'aération et de la cartographie du climat interne des serres. Le dispositif expérimental et les principales méthodes utilisées au cours de ce travail seront brièvement présentés dans le second chapitre.

Le chapitre 3 traitera de l'étude des caractéristiques du climat moyen dans une serre (de grande taille 4565m<sup>2</sup> en condition réelles de culture de tomate équipée de filet anti insectes), en faisant appel à la détermination du taux de renouvellement d'air par la méthode du bilan d'énergie et de vapeur d'eau. Puis des modèles simples (physique et de réseaux de neurones) sont adaptés pour prédire la température de l'air interne de la serre.

Dans le chapitre 4, nous exposerons les équations de base qui régissent le mouvement d'air en régime laminaire ainsi que les modèles approchés qui prennent en compte : les transferts turbulents, la végétation et les filets anti-insectes. Nous détaillerons plus spécialement le traitement numérique des équations et les algorithmes qui permettent leur résolution.

Nous aborderons finalement, dans le dernier chapitre, la description de l'hétérogénéité spatiale du climat, en considérant un modèle complet basé à la fois sur le bilan d'énergie, de masse et de mouvement. Les résultats seront donnés sous forme de champs dynamiques et thermiques pour la visualisation de la structure de l'écoulement et la compréhension du comportement thermo-hydrique de la serre étudié.

# Chapitre 1

---

[Généralités sur les serres au Maroc et synthèse bibliographique sur  
la ventilation naturelle]

# Chapitre 1 : Généralités et synthèse bibliographique

## I. Les cultures sous serres au Maroc

La production maraîchère au Maroc a connu un développement important surtout en production de primeur, si bien qu'elle est devenue l'un des piliers de l'économie agricole du pays. Jadis, localisée dans la zone d'Oualidia sous des tunnels plastifiés, cette production a migré pendant les vingt dernières années vers la région du Souss où elle s'est intensifiée sous des abris serres, notamment de type canarien ou Parral.

L'agriculture est l'activité principale dans la région de Souss Massa Drâa, qui est caractérisée par la diversité des cultures (céréales, fruits, agrumes particulièrement...). Voici quelques chiffres significatifs (selon le rapport de l'ORNVA de 2010) :

- 1ère région productrice d'agrumes et de légumes au niveau national.
- 1ère région en production de bananes sous serres.
- Elle représente 32% de la valeur ajoutée agricole nationale.
- Elle représente 44% des exportations agricoles du royaume.
- Elle représente 21% de la production et 80% des exportations de légumes au niveau national.
- Elle représente 48% de la production et 62% des exportations d'agrumes au niveau national.

Les principales productions concernées sont la tomate, le poivron, le melon et plus récemment, le haricot vert et la courgette. Avec le développement du marché espagnol, d'autres cultures spécialisées ou de niche se sont développées assurant une offre plus diversifiée.

## Parc de serres au Maroc

### II -1 Type canarien

Le parc de serres totalise actuellement près de 15.000 ha, dominés par le type canarien, développés à l'origine en Espagne pour abriter la culture de banane.

Ces abris soutenus par des poteaux en bois et tirés au bas par une ligne gouttière médiane, ont un toit quasi plat couvert de plastique et des cotés latéraux couverts de plastique ou de filets à mailles de plus en plus étroites. Ce type de serres présente l'inconvénient d'être à climat subi (par opposition aux serres à climat contrôlé). Les conditions de froid, de chaleur et les excès d'humidité sont donc directement subies par les cultures.

La majeure partie des cultures destinées à l'export sont mises en place de juillet à septembre, en fonction de la précocité ciblée, et produisent principalement pendant les saisons d'automne et d'hiver. Les cultures sont ainsi soumises en début de cycle aux risques des hautes températures surtout les vents d'Est (chergui) et en période hivernale aux basses températures qui peuvent s'étaler des fois sur plusieurs jours et atteindre des seuils très critiques.

La serre canarienne ne dispose pas de ventilation zénithale et présente seulement la possibilité de la ventilation naturelle latérale à travers les ouvrants d'aération équipés de filets anti insectes. Cette ventilation reste à portée très limitée car elle n'arrive pas à couvrir la totalité de la largeur de la serre, surtout avec les unités de surface adoptées au Maroc (100 mx100m) ainsi que le type de végétation dressé en palissage vertical. Généralement, les côtés ouest sont mieux ventilés que les côtés Est. Des effets d'obstruction sont observés quand on place les serres en « batterie », surtout quand elles sont alignées. La robe en filet constitue aussi un danger pour la culture au moment des vents de chergui, car elle laisse passer des masses d'air très desséchant, lorsqu'il n'y a pas de protection en plastique.

Cependant, les dégâts les plus importants sont surtout liés aux excès d'humidité occasionnés par les chutes de pluie et par le phénomène courant de condensation, accentué par les écarts de températures diurnes et nocturnes qui caractérisent la région. A noter que l'humidité excessive se traduit par une pullulation de maladies cryptogamiques (botrytis, mildiou, cladosporiose) et de bactérioses qui engendrent des pertes de rendement ainsi qu'une grande dépréciation qualitative des fruits et légumes, les rendant non exportables. En plus des pertes, ces situations imposent également l'application répétitive d'un grand nombre de produits phytosanitaires avec une forte incidence sur les coûts de production, mais aussi une grande affectation de la qualité des produits et de l'endurance des plants. La campagne 2009 - 2010 est un exemple type. Les températures de la dernière semaine de Juillet et de la première semaine d'Août ont atteint 53 °C, engendant des dégâts importants et des perturbations des cycles de plantation. Ensuite, les fortes précipitations qu'a connues la région entre Décembre et Mars ont engendré de grandes pertes (40 à 100%) à cause de la pullulation superposée de plusieurs maladies cryptogamiques, entraînant une hausse sans précédent des prix de la tomate. Ce genre de situations a une incidence sur les producteurs, mais aussi sur les stations de conditionnement par la perturbation des contrats d'approvisionnement passés avec leurs partenaires à l'export. La redondance de ces situations sur chaque compagnie à des ampleurs plus ou moins grandes fait que plusieurs producteurs sont actuellement à la recherche de

solutions adaptées, notamment par l'évolution vers d'autres systèmes de production. L'alternative la plus recommandée reste la serre multi-chapelle en acier qui a fait ses preuves dans d'autres pays.

## **II -2. Type multi-chapelle**

Contrairement aux serres canariennes rudimentaires, les serres multi-chapelles présentent une technologie de construction assez avancée et sont par conséquent plus coûteuses (en général 3 fois plus chères). La décision de l'acquisition de ces serres doit se baser sur l'analyse du coût d'installation élevé par rapport aux retombées positives en relation avec les atouts de commercialisation.

Il s'agit d'une serre modulable en armature d'acier, composée de chapelles adjacentes à largeur variable et à hauteur au canal variable. La base est faite de poteaux alignés, généralement carrés ou rectangulaires, distants de 4 ou 5 m et supportant une partie arquée et voûtée. Les arcs sont équipés à leur zénith de fenêtres actionnées par des crémaillères quand elles sont mobiles, et peuvent être conçues pour s'ouvrir sur un côté ou sur les deux. Ces serres sont conçues pour être résistantes à des vitesses de vent déterminées et pour le support d'une certaine charge de culture au mètre carré. La qualité d'une serre est jugée par les épaisseurs d'acier de ses divers éléments et la qualité de ses motorisations, la qualité et le procédé de galvanisation ainsi que le matériau et la qualité de la boulonnerie utilisée. Le choix d'une serre est fonction du type de production et des cultures qu'elle va abriter, mais surtout des caractéristiques climatiques de l'endroit où elle sera placée.

La courbure des arcs leur confère une configuration permettant un plus grand volume d'air pour l'échange. A hauteur égale au canal, la multi-chapelle procure plus de 2,6 m de hauteur supplémentaires par rapport à la canarienne, soit entre 40 et 60% de volume tampon supplémentaire. De plus, la forme de l'arc permet de canaliser la chaleur vers la cime et son évacuation rapide. Pour cela, des formes spéciales sont adoptées par les constructeurs, tout particulièrement la forme gothique qui permet la plus rapide évacuation par rapport au toit plat de la canarienne qui accumule la chaleur d'une manière étalée sur l'ensemble de la surface de la serre et d'une manière très rapprochée au couvert végétal. Le plastique épousant la forme courbée des arcs constitue une plus grande surface pour le rayonnement par rapport à la surface plane des canariennes, ce qui rend la multi-chapelle plus efficiente au niveau des échanges bénéfiques avec l'extérieur. Les multi-chapelles utilisent des largeurs de plus en plus grandes. La plus communément utilisée est celle de 9,6m ce qui permet une meilleure gestion de l'espace au profit des cultures et une plus grande densité par rapport à la même surface

canarienne (25% en plus). En plus de la ventilation latérale, les serres multi-chapelles disposent de systèmes de ventilation zénithale reposant sur des ouvrants actionnés manuellement ou automatiquement, s'ouvrant sur 1 ou 2 côtés. Cette ventilation dynamique fonctionne sous forme d'effet cheminée par appel d'air de l'intérieur de la serre et son remplacement. La configuration des fenêtres de ventilation et la hauteur d'ouverture (80 cm et 120 cm) dépendent des constructeurs. Contrairement aux canariennes, la disposition des serres en série conserve pour chaque serre son potentiel d'aération dynamique zénithale. Par ailleurs, la structure métallique peut servir de support à d'autres types d'équipements tels les ventilateurs ou extracteurs d'air, etc.

Dans les serres multichapelle, la fixation du plastique et du filet se fait grâce à un système de clips qui prolonge leur durée de vie et leur confère une plus grande étanchéité contrairement aux serres canariennes où le plastique est fixé entre deux mailles de fil galvanisé par des taquets ou agrafes, ce qui provoque des amorces de déchirures de plastique entraînant une diminution de son étanchéité et un raccourcissant de sa durée de vie.

De plus en plus des producteurs maraîchers se renseignent sur des offres disponibles pour se reconvertis en multi-chapelles, mais les élans sont souvent freinés par les coûts et amortissement de ce type d'abris. Rien que pour la tomate, près de 5000 ha de serres canariennes doivent être convertis en 3000 ha de multi-chapelles. Les associations professionnelles ont inséré la doléance de subvention de ces serres dans le cadre du contrat programme signé avec le gouvernement. Une aide de 10% du coût est actuellement accordée, mais elle reste de toute évidence très insuffisante pour déclencher le processus. Les fabricants ont de leur côté fait évoluer leurs structures de manière à en diminuer le coût, mais toujours est-il que le niveau de prix de l'acier reste déterminant. A savoir que les constructeurs espagnols ont développé leurs ventes notamment en Amérique latine grâce à des programmes de support des gouvernements aux entreprises exportatrices et par le biais d'appui d'Etat à Etat, sans oublier les crédits accordés aux entreprises importatrices.

### **II-3. Filet anti-insectes**

Les contraintes environnementales, techniques et économiques obligent les serristes à améliorer continuellement leurs outils et méthodes de production. Certaines contraintes ne sont pas nouvelles, elles réapparaissent au gré des aléas climatiques comme par exemple le froid intense en hiver et le surchauffe en été. D'autres sont plus récentes telles que l'arrivée de l'aleurode Bemisia tabaci, vecteur de différentes souches de virus.

Parmi les méthodes alternatives à la lutte chimique, on trouve l'utilisation de barrières physiques (insect-proof). En présence de celle-ci, il est indispensable de maintenir un microclimat satisfaisant pour la culture mise en place.

L'utilisation des filets insectes proof (**Tableau 1.1**), seule méthode alternative à l'utilisation d'insecticides, provoque une réduction importante du taux de renouvellement d'air à l'intérieur de la serre ce qui conduit à une élévation remarquable de température et d'humidité. L'impact de ce problème sur le climat interne et sur le développement et la production est donc très important, surtout dans les régions chaudes et ensoleillées comme l'est la région d'Agadir.

Filets	Nombre de mailles par cm <sup>2</sup>	Longueur de la maille (mm)	Largeur de la maille (mm)	Diamètre du filament (mm)
<i>Anti-Bemisia</i>	11×11 mailles/cm <sup>2</sup>	0,6	0,6	0,1
<i>Anti-aphids</i>	16×16 mailles/cm <sup>2</sup>	0,4	0,4	0,1
<i>Anti-thrips</i>	25×25 mailles/cm <sup>2</sup>	0,18	0,18	0,1

Table 1. 1 : Caractéristiques géométriques des filets anti-insectes utilisés dans la région d'Agadir.

## II. Les études sur la ventilation passive des serres

La ventilation naturelle est un processus important pour contrôler le climat sous serre. Elle intervient dans les bilans d'énergie, de vapeur d'eau et de CO<sub>2</sub>. A ce titre, elle conditionne très largement la fixation de la température et l'humidité de l'air interne ainsi que sa concentration en gaz carbonique. Elle intervient aussi dans la photosynthèse et la transpiration et influence ainsi le fonctionnement physiologique de la plante (Bot, 1983).

Une connaissance exacte de la ventilation est donc apparue comme un préalable à la compréhension du mécanisme de formation du climat dans le système serre-culture et comme un passage obligé vers l'amélioration de son contrôle.

Plusieurs travaux de recherche sur ce sujet ont été alors effectués. Ils portent sur les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Ils ont débuté dans les années 1950, avec Morris et Neale (1954) qui ont effectué les premières mesures avec des gaz traceurs. La même technique a été utilisée plus tard par Whittle et Laurence (1960) qui ont décrit une relation liant le flux de ventilation à la vitesse du vent extérieur. Par la suite, Okada et Takakura (1973) ont proposé une relation liant le flux d'aération, d'une petite serre, à deux termes, l'un étant proportionnel à la vitesse du vent extérieur et l'autre à la racine carrée de la

différence de température. De leur côté, Kozai et Sase (1978) ont effectué une approche théorique de la ventilation statique des serres à l'aide d'un modèle mathématique permettant d'estimer le flux d'air dû à l'aération statique. Il a été ensuite validé sur maquette de serre multichapelles. Ce modèle a été ultérieurement modifié par Kozai et *al.* (1980), afin de maîtriser la température de l'air de la serre au moyen du contrôle de l'aération statique. De son côté, Kittas (1980) a mesuré le taux de fuites d'une serre tunnel par la méthode du gaz traceur et a trouvé une dépendance linéaire de ce taux par rapport à la vitesse du vent extérieur.

Pour une serre de type multichapelles de grande surface, Bot (1983) a étudié l'influence de la forme des ouvrants sur la ventilation. Il a proposé une fonction adimensionnelle qui donne le taux de ventilation en fonction de la surface ouverte et de la vitesse du vent. Cependant, les mesures expérimentales faites par Bot (1983) pour quantifier le taux d'aération, ont été effectués dans un compartiment isolé situé à l'intérieur de la serre. Baytorum (1986), à partir des mesures effectuées sur une petite serre, a trouvé que la direction du vent joue un rôle peu important sur le taux de renouvellement de l'air. A partir des mesures effectuées sur une serre multichapelle type Venlo, De Jong (1990) a étudié l'influence de l'effet cheminée sur l'aération statique pour des faibles vitesses du vent ainsi que l'effet du vent sur le flux d'air à travers les ouvrants. Fernandez et Baille (1992) ont fait une étude similaire sur une serre du type Venlo et ils ont trouvé que la direction du vent n'influençait pas le taux de renouvellement d'air.

Cependant, tous les travaux précités ci-dessus, sont limités aux phénomènes d'infiltration et à la ventilation des serres en verre utilisées en Europe du Nord. Les études sur les serres plastiques qui sont généralisées dans le bassin méditerranéen, n'ont débuté que lors de ces deux dernières décennies. Feuilloley et *al.* (1994b) ont quantifié le flux de ventilation dans une serre tunnel en plastique dans le but d'étudier l'influence du climat méditerranéen sur la ventilation de ce type de serre. Boulard et Draoui (1995) ont étudié la ventilation dans une serre en plastique à double chapelle puis ils ont présenté une relation donnant le taux d'aération en se basant sur l'approche de Bernouilli. Cette théorie a d'abord été appliquée à une ouverture continue sur un seul versant de la toiture, et à la combinaison de celle-ci avec une seconde ouverture continue située sur le pied droit. Les contributions de l'effet du vent et de la température ont ainsi été évaluées et combinées. Boulard et *al.* (1995) ont aussi caractérisé finement les flux de masse et de chaleur mis en jeu par l'aération naturelle, en mesurant directement les flux de masse et d'énergie au niveau des ouvrants. Les composantes

‘moyennes’ et ‘turbulentes’ des flux de masse et d’énergie ont été mesurées à l’aide d’anémomètre sonique et de thermocouples fins pour la mesure des fluctuations de vitesse et de températures respectivement. Papadakis et al. (1996) ont mesuré et modélisé les échanges d’air dans une serre en plastique équipée d’ouvrants situés sur la toiture et sur les côtés.

#### **IV. Modélisation de l’aération des serres**

Du fait du grand nombre de paramètres qui entrent en jeu et de la complexité des phénomènes physiques qui contrôlent l’échange d’air à travers les ouvrants d’une serre agricole, il a été difficile de quantifier le taux d’aération d’une serre. On a donc élaboré des modèles simples utilisant un nombre réduit de paramètres pour modéliser le taux de ventilation d’une serre agricole équipée d’ouvrants.

On trouve dans la littérature plusieurs types de modèles permettant de déterminer ce taux de ventilation :

##### **IV.1. Modèles statistiques**

Ce sont les modèles les plus simples. La méthode de modélisation adoptée consiste à utiliser une valeur constante pour le taux de renouvellement d’air, indépendamment de l’évolution des conditions extérieures ou intérieures. Cette méthode est basée sur des études statistiques effectuées sur de nombreux types de serres. Mais, malgré ses limites au niveau de la précision de calcul, ce type de modèles, de part sa simplicité, a permis l’évaluation de performances relatives moyennes des abris serres dans des zones géographiques données.

##### **IV.2. Modèles régressifs**

Les modèles régressifs visant à relier, sous forme linéaire, le flux de ventilation  $G$  aux sollicitations telles que la vitesse du vent  $U$  et la différence de température  $\Delta T$  entre l’intérieur et l’extérieur, cela donne (Ruther, 1985) :

$$G = a + b\Delta T + cU \quad (1.1)$$

Où  $a$ ,  $b$ ,  $c$  sont des coefficients de régression qui dépendent des conditions climatiques et de type de serre.

Ou bien il est relié aux dimensions caractéristiques des ouvrants (Goedhart et al., 1984) :

$$G = k.(R_s + L_o).U \quad (1.2)$$

Où  $k$  est un facteur constant qui dépend de la hauteur de la serre ;  $R_s$  est le taux d’ouverture relative à l’ouvrant d’aération (en %) et  $L_o$  est la longueur de l’ouvrant (m).

Ces modèles ne donnent une précision satisfaisante que pour les types de serres pour lesquelles les paramètres du modèle ont été identifiés. Toute extrapolation à d'autres configurations de serre est hasardeuse voire impossible.

### IV.3. Modèles fins non linéaires

Ces modèles utilisent l'ensemble des relations mathématiques régissant le transfert d'air dans la serre, cependant ils considèrent que l'ambiance intérieure est homogène. Le flux d'air échangé est relié aux sollicitations extérieures telles que la vitesse du vent et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de l'abri, par une loi non linéaire. On citera, à titre d'exemple le modèle proposé par Boulard et *al.* (1997). Ces derniers ont modélisé la ventilation en utilisant le théorème de Bernoulli. En effet, le flux d'air traversant une ouverture est créé par une différence de pression à la hauteur  $y$  à travers l'ouvrant :

$$\Delta P(y) = \frac{1}{2} \rho C_p U^2(y) \quad (1.3)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique de l'air ;  $\Delta P(y)$  et  $U(y)$  sont respectivement les profils verticaux de perte de charge et de vitesse de l'air à travers l'ouvrant et  $C_p$  est le coefficient d'Euler qui

est relié au coefficient de perte de charge de l'ouvrant  $A_l$  par la relation suivante :  $A_l = \frac{1}{\sqrt{C_p}}$ .

Le profil vertical de vitesse à travers l'ouvrant est donné par :

$$U(y) = \left| \frac{\Delta P(y)}{\Delta P(0)} \right| A_l \left( \frac{2}{\rho} \left| \frac{\Delta P(y)}{\Delta P(0)} \right| \right)^{0.5} \quad (1.4)$$

Avec le signe de  $\frac{\Delta P(y)}{\Delta P(0)}$  qui donne le sens du flux d'air.

Connaissant le champ de pression  $\Delta P(y)$  (qui détermine la vitesse), la surface ouverte et le coefficient de perte de charge, on peut donc calculer le flux d'air volumique  $G$  ( $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ ) à travers l'ouvrant d'aération en intégrant l'équation (1.4) sur la hauteur de l'ouverture  $h_o$  :

$$G = L_o \int_0^{h_o} U(y) dy \quad (1.5)$$

#### **Effet cheminée**

Il décrit les échanges d'air de part et d'autre de l'ouvrant. Ces échanges sont générés par la différence de masse volumique de l'air, elle-même dépendante de la différence de la température.

Si  $\Delta P_o$  est la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur au niveau du sol, la distribution verticale de pression au niveau de l'ouvrant peut être déduite de la relation :

$$\Delta P(y) = \Delta P_o - \rho g \left( \frac{\Delta T}{T} \right) y \quad (1.6)$$

Où  $g$  est l'accélération de pesanteur ( $m s^{-2}$ )

### ***Effet du vent***

En présence du vent, les parois exposées "au vent" sont en surpression, tandis que celles situées "sous le vent" sont en dépression. Un courant d'air transversal tend à rétablir l'équilibre des pressions. L'effet du vent se manifeste donc par les pressions qu'il exerce sur les structures et que l'on appréhende à travers le coefficient de pression. Ce champ de pression a deux composantes (Bot, 1983 ; Gandemer, 1985) :

- Une composante "moyenne ", liée à la vitesse du vent par le coefficient de pression  $\bar{C}$  :

$$\Delta \bar{P} = \frac{1}{2} \rho \bar{C} U^2 ;$$

- Et une composante "turbulente", liée aux fluctuations du vent, caractérisée par un coefficient de pression turbulente  $\tilde{C}$  :  $\Delta \tilde{P} = \frac{1}{2} \rho \tilde{C} U^2$ .

Ne pouvant déterminer avec exactitude les contributions de ces deux mécanismes, Boulard (1996) a utilisé la notation  $C_w$  pour représenter  $\bar{C}$  et/ou  $\tilde{C}$ .  $\Delta P_w$  pour représenter  $\Delta \bar{P}$  et/ou  $\Delta \tilde{P}$ , incluant les deux effets, moyen et turbulent. A partir de ces hypothèses et en intégrant l'équation (1.5), Boulard et *al.* 1997 ont abouti à l'équation (1.7) donnant le flux d'air ventilé d'une serre équipée d'ouvrant d'aération:

$$G = \left( \frac{S_o}{2} \right) A_\ell \left( 2g \left( \frac{\Delta T}{T} \right) \left( \frac{H_c}{2} \right) + C_w U^2 \right)^{0.5} \quad (1.7)$$

Où  $S_o$  est la surface de l'ouvrant et  $H_c$  est la hauteur de la cheminée équivalente.

Cette approche simplifiée (théorème de Bernouilli), repose sur l'hypothèse d'une parfaite homogénéité de la température et de l'humidité à l'intérieur de la serre. Afin d'aborder la description de l'hétérogénéité spatiale du climat, certains auteurs ont aussi procédé à la résolution numérique des équations de Navier Stockes et l'équation de la chaleur pour décrire la circulation générale de l'air et la distribution spatiale de température à l'intérieur de la serre.

## V. Les études sur la circulation générale de l'air dans les serres

Les études portant sur la circulation générale de l'air dans une serre ont été inspirées par des études expérimentales et numériques réalisées sur la convection naturelle en espace confiné, notamment ceux réalisées dans des cavités semi-ouvertes. De nombreux travaux expérimentaux et numériques ont été effectués ces dernières décennies afin de caractériser ou de modéliser les champs thermiques et les écoulements dans les cavités (Ostrach, 1972 ; Caton, 1979 ; Bejan, 1984 ; Henks, 1991). Les études en cavités ont permis de tester et de comparer les différents modèles de turbulence et notamment le modèle  $k-\varepsilon$  (Launder et Spalding, 1974). Les conditions aux limites thermiques les plus souvent rencontrées correspondent au cas où deux parois verticales opposées sont chauffées différemment, les autres parois étant adiabatiques. Un autre cas rencontré fréquemment correspond à la cavité chauffée différemment entre le haut et le bas.

La convection naturelle dans les cavités semi-ouvertes (Sinha et al. 1981 ; Bhatti et Aung

Figure 1

, 1984), génère les écoulements les plus proches de ceux que l'on observe dans les serres agricoles ventilées naturellement à travers des ouvrants d'aération. Ces études ont joué un rôle très important dans la compréhension du fonctionnement des thermosiphons, dans le contrôle de pertes de chaleur dans certains types de capteurs solaires et dans l'étude du refroidissement de certains types de composantes électroniques. Elles ont été aussi importantes dans les problèmes liés à la ventilation de l'habitat, en particulier les problèmes liés aux propagations de fumés et des feux dans les cellules, et à la conservation de l'énergie dans les bâtiments.

A partir de ces travaux, plusieurs auteurs ont étudié la circulation générale de l'air et les champs thermiques dans les serres. Les premières études ont surtout concerné des maquettes de serres ou bien des serres de petites dimensions dépourvues de protections anti-insectes. Ainsi, Carpenter et Bark (1967) ont étudié expérimentalement les effets des tuyaux chauffants sur les champs thermiques pendant la période nocturne dans une serre. Ils ont pu reconstituer la circulation générale de l'air mise en mouvement par les tuyaux chauffants situés le long des parois verticales de la serre, et ils ont mesuré le champ thermique vertical et horizontal à l'intérieur de la serre.

Nara (1979) a réalisé une étude numérique et expérimentale portant sur les mouvements d'air dans une maquette de serre équipée d'un plancher chauffant. Il a utilisé une méthode numérique aux différences finis permettant de déterminer la fonction de courant et la vorticité. En régime stationnaire et laminaire (le nombre de Rayleigh allant de  $\text{Ra}=7.2\times10^3$  à  $7.2\times10^7$ ),

Nara a montré que l'écoulement de l'air est constitué de deux cellules, et que le régime d'écoulement dépend fortement de la distribution de température à la surface du sol. Il a montré également qu'un chauffage asymétrique engendre une seule cellule.

La convection naturelle au-dessus des lignes de tubes de chauffage (dit thermosiphons) placées entre les rangées de couvert végétal a été étudiée par Aubinet et Deltour (1993) qui ont caractérisé et modélisé le panache produit de nuit par les tuyaux chauffants.

De son côté, Yang (1995) a mesuré au moyen d'un anémomètre sonique tridimensionnel, la température et la vitesse de l'air à l'intérieur et au-dessus du couvert végétal afin de tracer la cartographie du climat à l'intérieur d'une serre.

Boulard et al. (1999) ont caractérisé et modélisé les flux d'air résultant de la ventilation naturelle dans une maquette de serre équipée d'ouvrants d'aération. La visualisation des champs dynamiques et thermiques a été réalisée à l'aide de la visualisation laser et de la thermographie par un champ de thermocouples. Parallèlement, ils ont simulé les écoulements de l'air à l'intérieur de la serre à l'aide d'un code de calcul de mécanique des fluides numériques CFD (Computational Fluid Dynamics). Ils ont pu décrire la circulation générale de l'air dans la serre et aux niveaux des ouvrants.

Boulard et al. (1998) ont pu tracer une cartographie des flux moyens et turbulents d'air et de chaleur sensible à travers l'ouvrant d'une serre, en procédant à des mesures directes du champ de vitesse moyen et turbulent au niveau de l'ouvrant d'aération. De même, Boulard et al. (2000a) ont mesuré le flux d'air moyen et turbulent à l'aide d'un anémomètre sonique tridimensionnel à l'intérieur d'une serre tunnel vide (sans végétation) puis étudié (Boulard et al., 2000b) de façon expérimentale et théorique, les types d'écoulement d'air et le champ de température provoqués par une ventilation liée au vent dans une serre multi-chapelles.

Si la ventilation et la cartographie des champs dynamiques, thermiques et hydriques dans les serres dépourvues de protections anti-insectes commencent à être bien maîtrisées, en revanche celle des serres dotées de ce type de filets est pratiquement inconnue. En effet, durant de nombreuses années, seules les études expérimentales en soufflerie ou sur site, ont permis d'étudier les écoulements de l'air à travers ce type de filets anti-insectes. Les propriétés dynamiques de ces matériaux ont été ainsi quantifiées et on a également étudié leur influence sur le climat radiatif de la serre. Parmi ces travaux, on peut citer ceux de Nijskens et al. (1984) qui ont étudié les caractéristiques optiques et radiatives des différents types de filets utilisés dans l'agriculture. De leur côté Miguel et al. (1994) ont étudié l'influence des filets sur les échanges radiatifs de courtes longueurs d'onde à l'intérieur d'une serre. L'écoulement

de fluide à travers ce type de filets est décrit par Bailey (1978); Balemans (1989); Sase et Christiansen (1990) et Kosmos et *al.* (1993). Les deux premiers, ont considéré seulement l'écoulement des fluides pour des nombres de Reynolds <1 (Régime d'écoulement de Darcy). Sase et Christiansen (1990) et Kosmos et *al.* (1993) ont décrit les écoulements à travers les filets par l'équation de Bernouilli afin de déterminer les coefficients de perte de charge de ces matériaux.

Fatnassi (2001) a modélisé la température et l'humidité relative de l'air intérieur d'une serre de type canarienne d'un demi hectare de surface, équipée d'ouvrants d'aération et doté de filets anti-insectes, en se basant sur une estimation précise des différents flux de chaleur sensible et latente échangés entre l'air intérieur et les autres composants constituant le système serre. Cette estimation lui a permis de fermer le bilan thermique et d'établir un modèle de prédiction de la température et du contenu en eau de l'air au centre de la serre.

De leurs côtés Singh et *al.*(2005) ont développé en Inde un model "MICroclimate of GREENhouse" (MICGREEN) en se basant sur le bilan énergétique de chaque élément du système serre. Ce modèle leurs permet de prédire la température et l'humidité interne au centre d'une serre de 192 m<sup>2</sup> de surface.

Plus récemment Wei Chen et *al.*(2006) ont étudié le transfert thermique et le contenu en eau dans une serre solaire passive en Chine, en utilisant un modèle mathématique basé sur l'équilibre énergétique et un modèle unidimensionnel pour les milieux poreux non saturés, afin de prédire la température du sol et de l'air intérieur ainsi que l'humidité interne.

Demrati (2001) a étudié la ventilation naturelle d'une serre canarienne de bananier d'un hectare équipée d'ouvrants d'aération sans filets anti insectes, en se basant sur la méthode du bilan d'énergie. De leurs côtés Fatnassi *et al.* (2003), Majdoubi et *al.* (2009) ont, respectivement, modélisé les flux d'air résultant de la ventilation naturelle d'une serre canarienne de tomate de ½ et 1 hectare équipée d'ouvrants d'aération dotés de filets anti insectes. Parallèlement, ils ont simulé les écoulements de l'air à l'intérieur de la serre à l'aide d'un code de calcul de mécanique des fluides numérique CFD2000 et décrit la circulation générale de l'air dans la serre.

## VI. Conclusion

Cette revue bibliographique montre clairement que les études portant sur la ventilation naturelle des serres dépourvues de protections anti-insectes, sont abondamment traitées dans

la littérature. Les études ayant trait au cas des serres équipées de filets anti-insectes sont beaucoup moins nombreuses. Les rares études existantes sont surtout consacrées à l'impact des filets sur les échanges radiatifs à l'intérieur de la serre, ceci bien que l'effet convectif soit également très important.

De même, les travaux existants sur la circulation générale de l'air dans une serre et à la cartographie de son climat, ont surtout concerné des serres canarienne rudimentaire largement utilisées dans la région.

Notre étude visera donc à caractériser la ventilation naturelle et à modéliser les champs dynamiques et thermiques dans serre multichapelles nouvelle génération de grande portée, équipée de filets anti-insectes disposés sur les ouvrants d'aération. L'objectif est de contribuer à la mise au point d'une serre adaptée aux conditions méditerranéennes et arides, qui peut être climatisée de façon passive tout en empêchant la pénétration des insectes vecteurs de virus.

## Chapitre 2

---

### Dispositif et techniques expérimentaux

## Chapitre 2

### I. Dispositifs et techniques expérimentales

L'objectif de ce chapitre est de présenter l'ensemble du dispositif expérimental mis en œuvre au cours de notre étude sur les caractéristiques microclimatiques et les performances en aération naturelle d'une serre multi chapelle en culture réelle de tomate et équipée de filets anti insectes.

#### I.1. Le site

La serre qui a servi de support à l'expérimentation est située dans le Centre de Transfert des Technologies, dans la région de Khmiss Ait Amira, Province de Chtoka Ait Bahia, Wilaya d'Agadir sur le littoral Atlantique Marocain et qui présente les coordonnées géographiques suivants : Latitude : 30° 13, Longitude : 9° 23, Altitude : 80 m. Ceci en collaboration avec l'Association des Producteurs et Exportateurs des Fruits et Légumes, du Ministère de l'Agriculture et du Pêche Maritime et de l'Organisation des Nations Unis pour le Développement industriel.

#### I.2. Le climat

Cette région dispose d'un sol de type sableux et son climat est favorable à l'implantation des serres et au développement de la culture de tomate. Le climat est semi-aride dominé par l'alternance d'une saison sèche et chaude et d'une saison humide et tempérée avec de grandes nuances régionales. L'extension septentrionale des hautes pressions subtropicales explique le temps sec et chaud qui s'installe en période estivale pour une durée plus ou moins longue et qui s'accompagne parfois des vents desséchants appelés chergui, accentuant les températures maximales, intensifiant l'évaporation et réduisant l'humidité relative. La direction du vent la plus dominante est Ouest –Est.

#### I.3. Description de la serre

##### I.3.1. La serre

La figure 2-1 représente la structure de la serre étudiée. Il s'agit d'une serre commerciale à armatures en acier, revêtue d'une couverture en plastique de type polyéthylène thermique de 200 µm d'épaisseur. Elle occupe une surface de 4560 m<sup>2</sup> (95 m de longueur sur 48 m de large) et sa hauteur moyenne est de 5 m. L'orientation des "chapelles" est *Nord-Sud* c'est à dire perpendiculaire à la direction du vent dominant. Elle est environnée de plusieurs serres de même type.

L'aération de la serre est assurée d'une part par cinq ouvrants disposés en toiture ( $1 \times 95 \text{ m}^2$  chacun) et recouverts de filets protecteurs contre les insectes de type 20 x 10. Ces filets servent à protéger la serre contre les insectes (en particulier la mouche blanche "*Bemisia tabacci*" vecteur de virus (principalement le Tomato Leaf Curl Virus, Hanafi *et al*, 2003a et 2003b). Ils servent aussi à conserver les agents pollinisateurs (bourdons, abeilles). Les deux parois latérales Est et Ouest ont des ouvertures de dimensions variables (max :  $2 \times 3 \times 95 \text{ m}^2$ ) et sont dotées des mêmes types de filets (Figure 2.1). Les ouvertures sont obtenues en rabaissant ou en remontant les couvertures plastiques superposées aux filets sur toute la surface des deux parois latérales (figure 2.2).

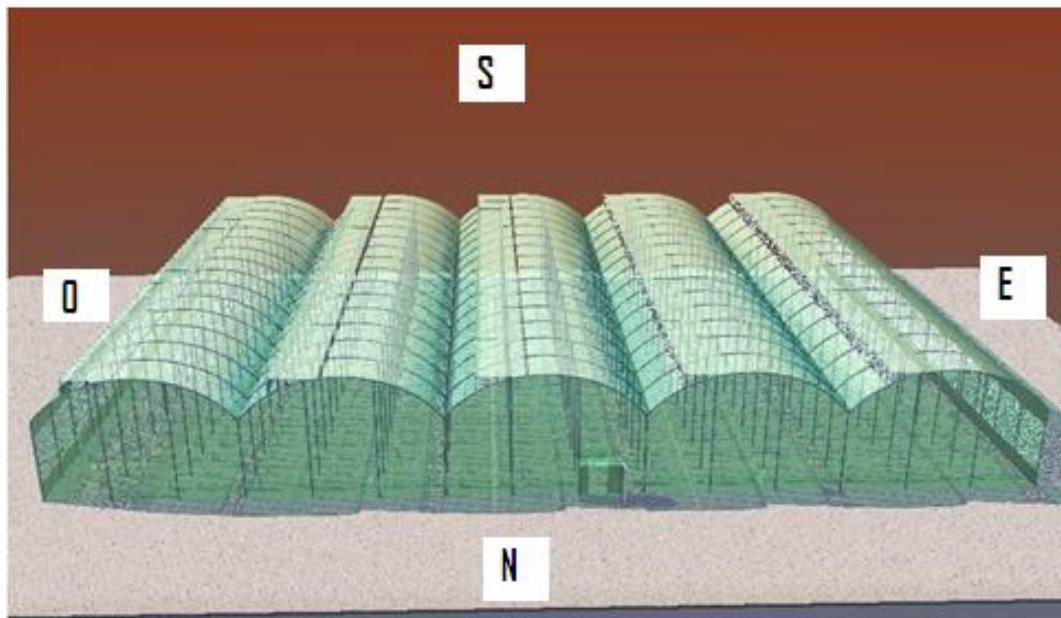


Figure 2. 1: Schéma de la serre expérimentale, de son système d'aération et de son environnement proche



Figure 2. 2 : Ouvrants d'aération aux parois latérales et zénithales au toit

### I.3.2. Culture

La culture en place est une tomate (voir encadré ci-contre) de variété Calvi, plantée le 1 septembre 2009. Le cycle de la culture varie en fonction de la date de plantation et des conditions climatiques de la campagne. La plantation se présente sous la forme de rangées constituées de lignes jumelées orientées *Nord Sud*, perpendiculairement à la direction du vent dominant (figure 2.1). Le choix s'est porté sur cette direction car selon les responsables de ce

domaine, elle permet au couvert végétal d'être exposé de façon homogène au soleil durant toute la journée, contrairement au cas de la direction *Ouest-Est* qui génère un effet d'ombrage. L'irrigation est assurée par un système de goutte à goutte. Les caractéristiques de la culture sont récapitulées dans le tableau 2.1.

Table 2. 1 : *caractéristiques de la plantation de la culture de tomate dans la serre*

Date de plantation	31 Aout 2009
Nombre total de plants	5170 plants
Densité de plantation	11300 plants/ha
Nombre de lignes de plantation	23,5
Nombre de plants/ligne	220
Distance entre lignes	1,60m
<i>Distance entre les plants</i>	0,4m

### Généralités sur la tomate

#### Historique

Depuis longtemps, la région tropicale de l'Amérique latine avait cultivé la tomate qui a été ramenée en Europe après 1523 par les Espagnols et qui a rapidement rayonné dans l'ensemble du continent comme plante potagère, à la fin du 16<sup>ème</sup> siècle en France et aux Etats Unis en 18<sup>ème</sup> siècle. En Afrique du nord, la tomate est arrivée vers le 19<sup>ème</sup> siècle. Depuis son introduction en Europe, des efforts ont été déployés pour trouver des variétés à rendement élevé, résistantes à certaines maladies et de bonne fermeté.

#### Classification

Classe : dicotylédones

Famille : solanacées

Genre : lycopersicum

Espèce : esculentum

#### Botanique

Racines : fasciculés pouvant atteindre jusqu'à 1,5 m.

Tige : les tiges sont vigoureuses et ramifiées.

Feuilles : sont composées et dégagent après leur froissement une odeur spéciale.

Fleurs : les plus souvent groupées en cyme et parfois en cyme de cyme. Elles sont de couleur jaune.

Fruit : le fruit de la tomate est une baie charnue contenant plusieurs loges et renfermant plusieurs graines.

Le fruit de la tomate peut continuer sa maturation même s'il est arraché de la plante. On parle ainsi d'un fruit climatérique.

Valeur nutritive d'un fruit de tomate faisant 150 g

Energie	Protéine	Mn	Glucides	Sodium	Potassium	Vit A	Vit C	Thiamine	Vit B6	Folacine	Mg	Fer
35 cal	1.5g	0.5g	5.7g	6g	3.6g	9%	41%	5%	9%	6%	6%	3%

Graines : elles sont aplatis de couleurs blanchâtres et leur nombre par gramme varie en fonction des variétés. Généralement il est encadré entre 250 et 400.

Exigences climatiques

Température et Humidité relative

Vue son origine tropicale, la tomate exige de la chaleur pour assurer sa croissance en bonnes conditions :

- Température optimale diurne 25 °C
- Température optimale nocturne 13 °C
- Température optimale au niveau du substrat > 14 °C
- Humidité relative d'environ 70%

#### Lumière

Pour toutes les plantes, la tomate inclue, la lumière est un facteur indispensable pour la réalisation de la photosynthèse. Le manque de lumière cause entre autres une baisse du pourcentage de germination du Pollen ce qui donne des fruits creux.

## I.4. Matériel et méthodes expérimentales

### I.4.1. Estimation de l'indice de recouvrement foliaire (LAI)

Le microclimat dans la serre ne dépend pas seulement des variables microclimatiques mais aussi fortement de l'architecture de la plante, à savoir de la taille et de la distribution géométrique de ses éléments notamment des feuilles. Plusieurs auteurs ont traité l'estimation de l'indice de surface foliaire LAI (Leaf Area Index) et de sa distribution spatiale. (Boulard et al,1989; Yang et al.,1989). Ils ont notamment montré par une étude statistique, que l'indice de surface foliaire LAI peut être déduit de la hauteur de la plante de tomate suivant une relation du type :

$$LAI = 0,886H_v - 0,0965$$

avec :  $H_v$  hauteur de la plante en m

### I.4.2. Mesure de la température et de l'humidité de l'air

Pour mesurer à la fois la température et l'humidité relative de l'air, tant à l'intérieur qu'à l'extérieur de la serre, nous avons utilisé quatre sondes de marque VAISALA (modèles HMP35 et HMP45AC Vaisala). Ces sondes sont destinées à la mesure de l'humidité relative et de la température d'air. Chaque sonde est équipée d'un capteur d'humidité HUMICAP protégé par un filtre à membrane. La précision sur la mesure de température est de l'ordre de  $\pm 0,2$  à  $20^{\circ}\text{C}$  ; tandis que la précision sur la mesure de l'humidité est  $\pm 1\%$  pour un ciel clair. Ces sondes sont abritées à l'intérieur d'abris ventilés passivement afin de faciliter la circulation de l'air autour des capteurs. Ainsi, suite à l'absorption du rayonnement solaire en

période diurne, leur échauffement sera limité. Cependant, le principe même de la circulation de l'air par effet cheminée dans ces abris repose sur une légère augmentation de la température de l'air de l'abri et donc une faible diminution de l'humidité relative mesurée. C'est notamment le cas au milieu de la journée quand le rayonnement solaire est maximum.

#### I.4.3. Mesure du rayonnement solaire global extérieur

Nous avons utilisé une cellule solaire du type Kipp et Zonen (Campbell. Ltd, UK) à base de cellules de silicium. Il se compose d'un détecteur (photodiode) avec une sortie calculée en Volts proportionnelle au rayonnement reçu. Il mesure le rayonnement global  $R_{ge}$  d'origine solaire dans la bande spectrale 350 à 1110 nm qui provient de tout un hémisphère (angle de vision  $2\pi$  sr) et sa précision de mesure est d'environ  $\pm 5 \text{ W m}^{-2}$ .

Les mêmes types de capteurs sont utilisés pour mesurer le rayonnement global transmis par la couverture et incident à l'intérieur de la serre  $R_{trans}$ , ainsi que le rayonnement global réfléchi par le sol et le couvert végétal  $R_{gr\acute{e}f}$ .

#### I.4.4. Mesure du rayonnement net sous serre au-dessus du couvert végétal

Afin de mesurer le rayonnement net sous la serre, nous avons utilisé le bilan mètre Q-7. Il s'agit d'un capteur thermopile de grande sortie. Il mesure la somme algébrique des radiations arrivantes et partantes (c-à-dire les courtes et les grandes longueurs d'ondes). Les radiations arrivantes constituent le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde directe et le diffus en provenance du ciel à travers la couverture du toit ainsi que le rayonnement de grandes longueurs d'onde provenant de la couverture. Les radiations partantes correspondent surtout au rayonnement solaire réfléchi par les éléments de la serre et au rayonnement terrestre et de la végétation de grandes longueurs d'onde.

#### I.4.5. Mesure de la température du sol

La température de surface du sol à l'intérieur ainsi qu'à l'extérieur de la serre a été mesurée grâce à des sondes PT100. Ce sont des résistances en platine (thermistances) enterrées à quelque centimètre de la surface du sol.

Ces résistances varient en fonction de la température : (0°C indique une résistance de 100 Ohm) ce qui entraîne une variation de tension pour un courant fixe ( $V=RI$ ) qui est de l'ordre de 0,5 mA. Leur précision est de l'ordre de  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ .

#### **I.4.6. Mesure des températures des feuilles et des différentes parois de la serre**

Nous avons mesuré la température des feuilles à deux niveaux, grâce à des thermocouples, type cuivre–constantan, extrêmement fins, piqués sur la face inférieure et au centre des feuilles dans la nervure central.

Les mesures de la température de la surface des parois et du paillage sont aussi très importantes, car elles permettent de connaître les conditions aux limites de l'écoulement d'air ainsi que les flux convectif et radiatif échangés entre chaque surface et l'air de la serre. Ces mesures ont été effectuées en collant sur chaque élément un thermocouple de type cuivre-constantan.

#### **I.4.7. Mesure du flux de chaleur dans le sol**

Pour mesurer le flux de chaleur dans le sol, nous avons utilisé un fluxmètre situé à 5 mm en dessous de la surface du sol, il s'agit d'un transducteur de type HFT3 de Campbell, qui présente plusieurs propriétés intéressantes à savoir sa faible résistance, son indépendance en température et sa faible exigence en énergie ainsi que sa calibration linéaire.

#### **I.4.8. Mesure de la vitesse du vent**

La mesure de la vitesse du vent extérieur a été assurée par un anémomètre à coupelles, A100R Switching Anemometer avec un seuil de démarrage de  $0,25 \text{ m.s}^{-1}$  qui détecte en permanence la vitesse du vent.

#### **I.4.9. Mesure de la direction du vent**

La mesure de la direction du vent a été effectuée à l'aide d'une girouette Vector, W200P Windvane munie d'un dispositif électronique. Elle permet de donner automatiquement la direction du vent.

#### **I.4.10. Acquisition et traitement de données**

Nous avons utilisé deux centrales, une de type Campbell CR850 et l'autre Campbell CR23 pour réaliser l'acquisition des données. A l'aide des programmes d'acquisition, les sondes étaient scrutées toutes les 5 secondes et moyennées tous les quinze minutes. Toutes les valeurs

étaient ensuite transférées et enregistrées sur un ordinateur pour dépouillement et traitement. Un schéma récapitulatif du dispositif expérimental installé dans la serre et à l'extérieur est schématisé dans la figure 2. 4.



Figure 2. 3 : *Data logger type Campbell scientifique CR23 et CR850*



Figure 2. 4 : Stations météorologiques extérieure et intérieure

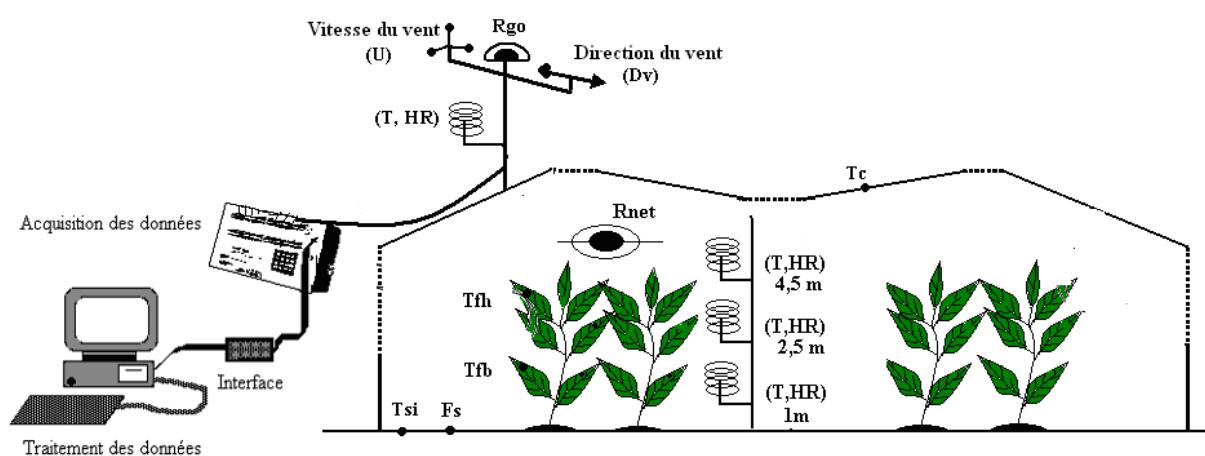


Figure 2. 5: Schéma du dispositif expérimental installé pour les mesures des facteurs climatiques intérieur et extérieur de la serre

(T, HR) : température et humidité de l'air intérieur à trois niveaux (1m, 2,5m et 4,5m) ;

Rgo : rayonnement solaire global extérieur

Tfb & Tfh : température de la feuille respectivement basse et haute ;

Tsi : température de la surface du sol intérieur;

Tc : température de la toiture ;

F<sub>s</sub> : flux de conduction à la surface du sol ;

R<sub>net</sub> : rayonnement net sous l'abri au-dessus de la culture ;

Dv : direction du vent ;

U : vitesse du vent.

---

## Chapitre 3 :

---

### Modélisation et Caractérisation microclimatique et aéraulique globale de la serre

# Chapitre 3

## I. Caractérisation du microclimat de la serre

Cette partie vise à présenter les mesures des paramètres climatiques à l'intérieur ainsi qu'à l'extérieur d'une serre multi-chapelles. On s'intéressera plus précisément à l'évolution des différents facteurs climatiques moyens mesurés avec un pas de temps d'1/4 d'heure durant la période qui s'étale du 1er août à la mi-octobre 2009.

Les mesures sont effectuées d'une manière continue durant cette campagne, cependant, pour la clarté des figures et pour que les variations soient parfaitement lisibles, on ne présentera que des durées de 5 à 10 jours par période.

### I.1. Evolution des conditions extérieures

Les mesures sont effectuées d'une façon permanente durant la période de mesure. Pour la clarté des figures et pour que les variations soient parfaitement lisibles, nous nous limiterons à quelques exemples d'évolution : une semaine pour les deux périodes allant du 1er au 8 Août 2009 (serre sans plantation) et du 14 au 21 Septembre 2009 (serre avec plantation).

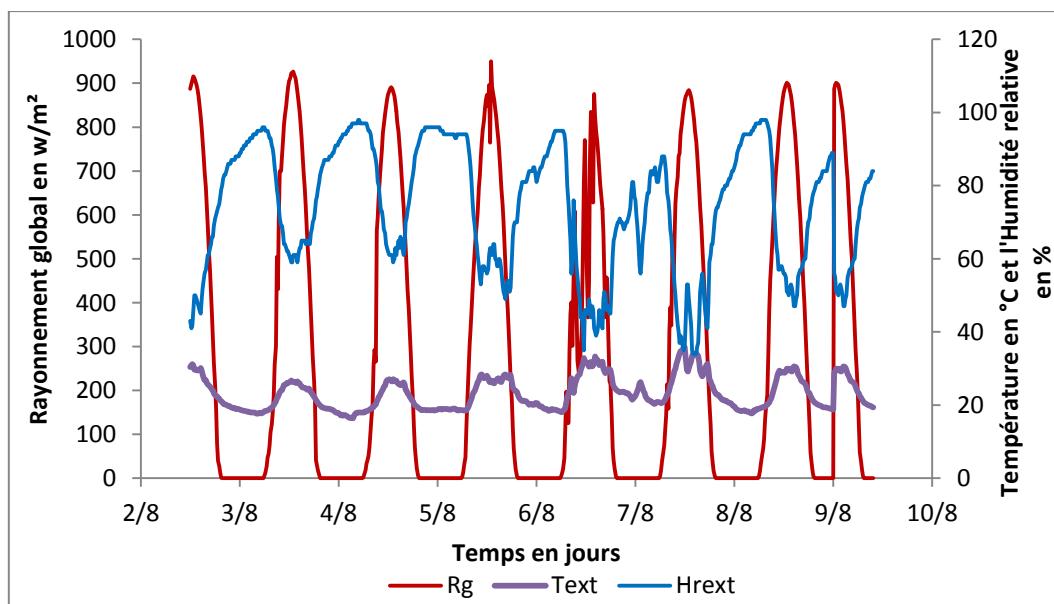


Figure 3. 1: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur  $R_g$ , de la température  $T_{\text{ext}}$  et de l'humidité relative  $H_r$  de l'air extérieur pour la période allant du 1 au 8 août 2009.

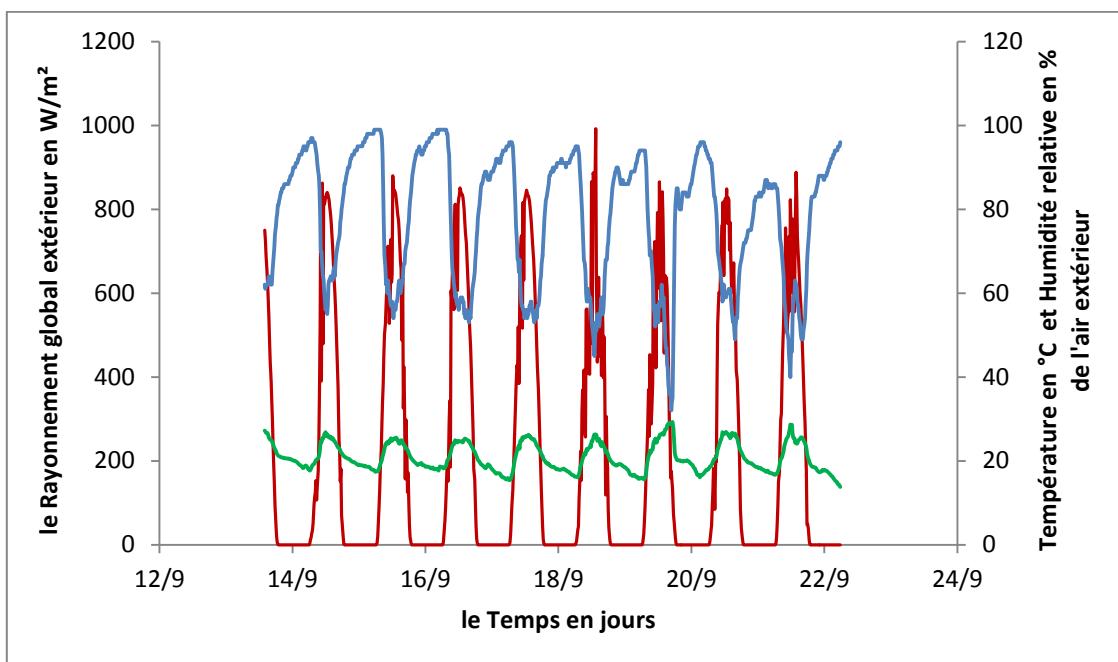


Figure 3. 2: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur, de la température et de l'humidité relative de l'air extérieur pour la période allant du 14 au 22 Septembre 2009.

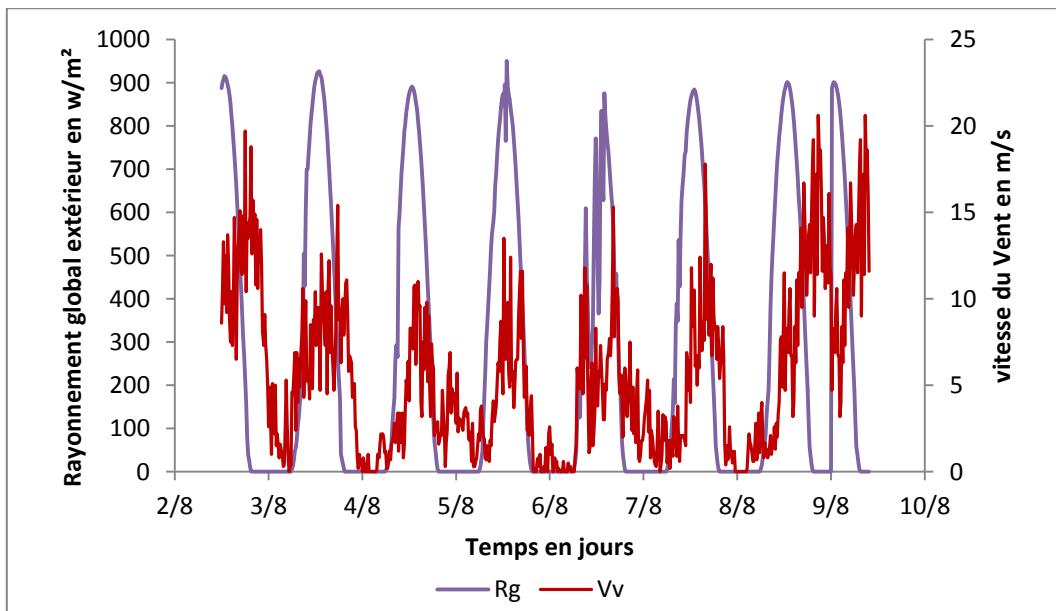


Figure 3. 3: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur de la vitesse du vent pour la période allant du 1 au 8 Août 2009.

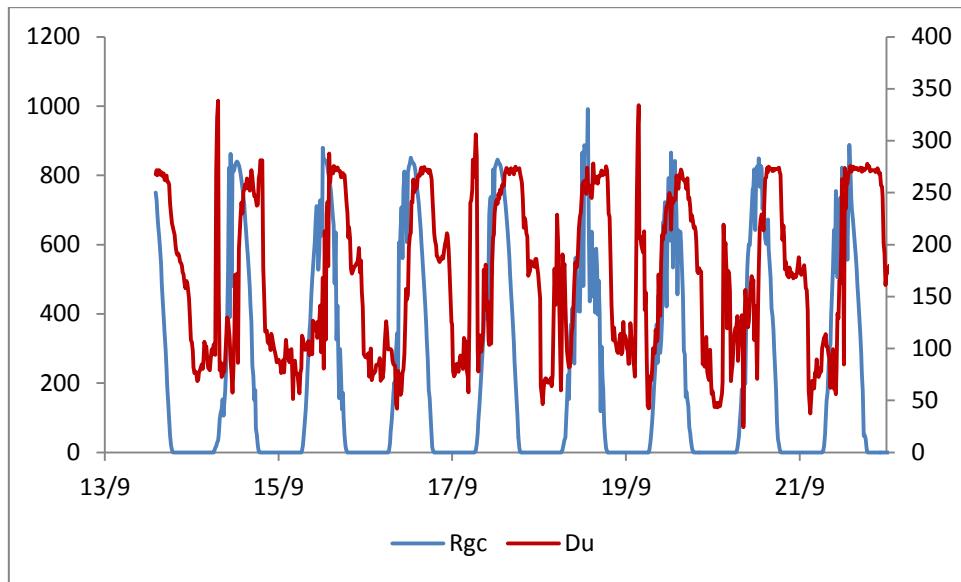


Figure 3. 4: Evolution en fonction du temps du rayonnement solaire extérieur de la direction du vent pour la période allant du 14 au 22 septembre

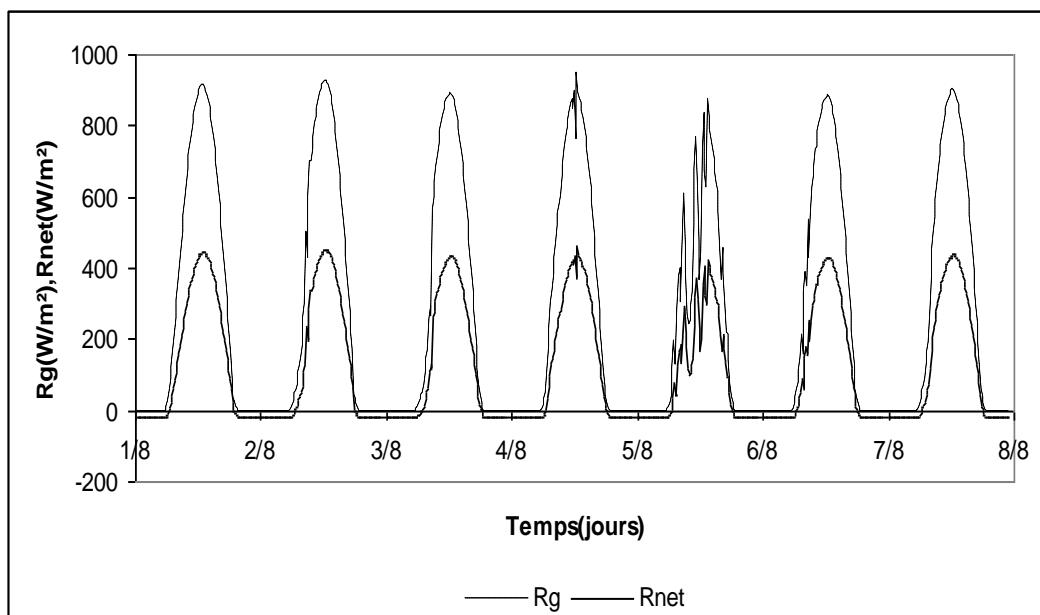


Figure 3. 5: Evolution en fonction du temps du rayonnement global extérieur et du rayonnement net intérieur pour la période allant du 1 au 8 Aout 2009 (sans plantation).

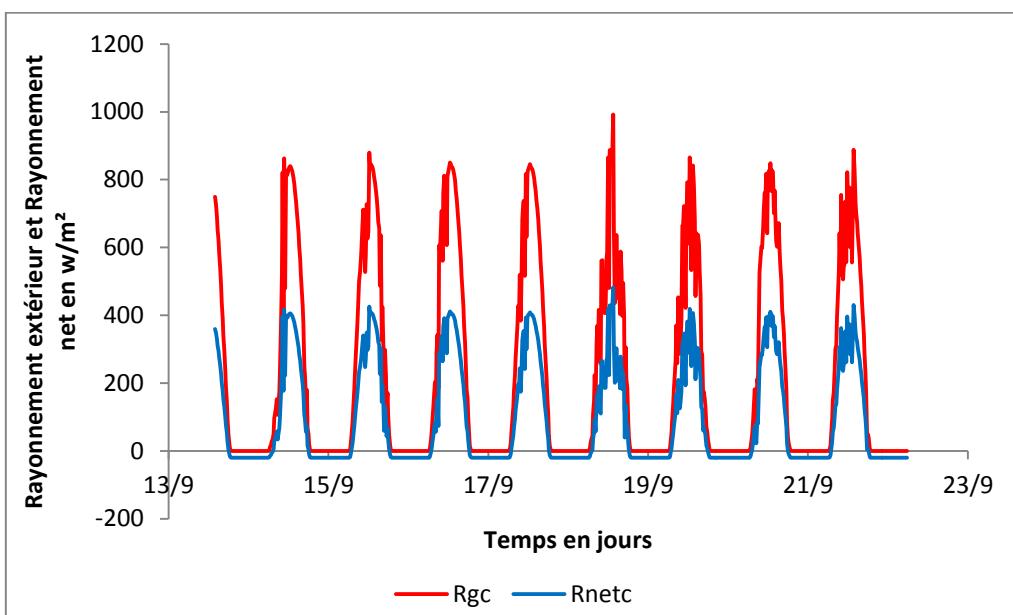


Figure 3. 6: Evolution en fonction du temps du rayonnement global et du rayonnement net intérieur pour la période allant du 14 au 22 septembre 2009.

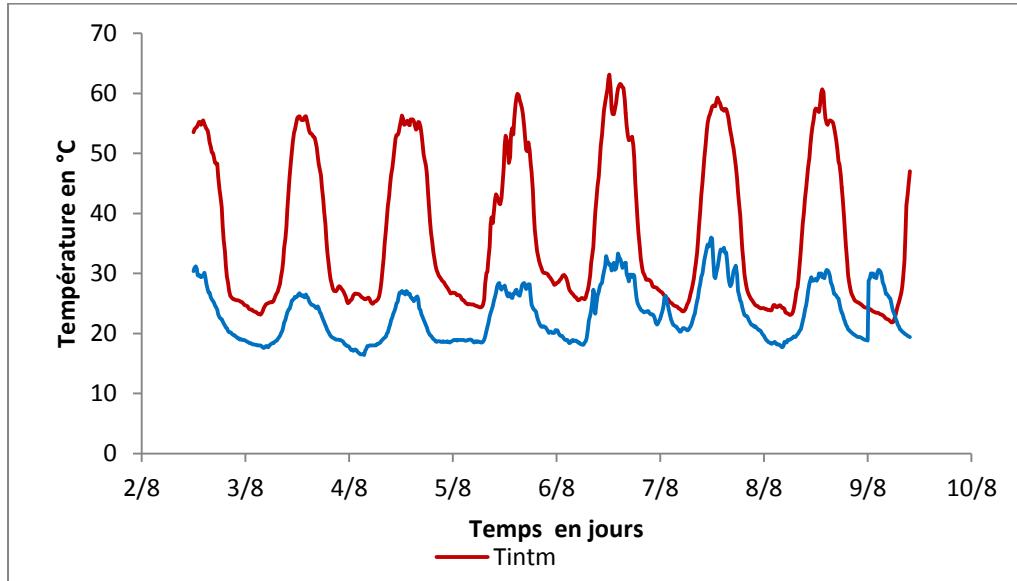


Figure 3. 7: évolution de la température de l'air extérieur et intérieur de la serre pour la période allant du 1<sup>er</sup> au 8 août 2009.

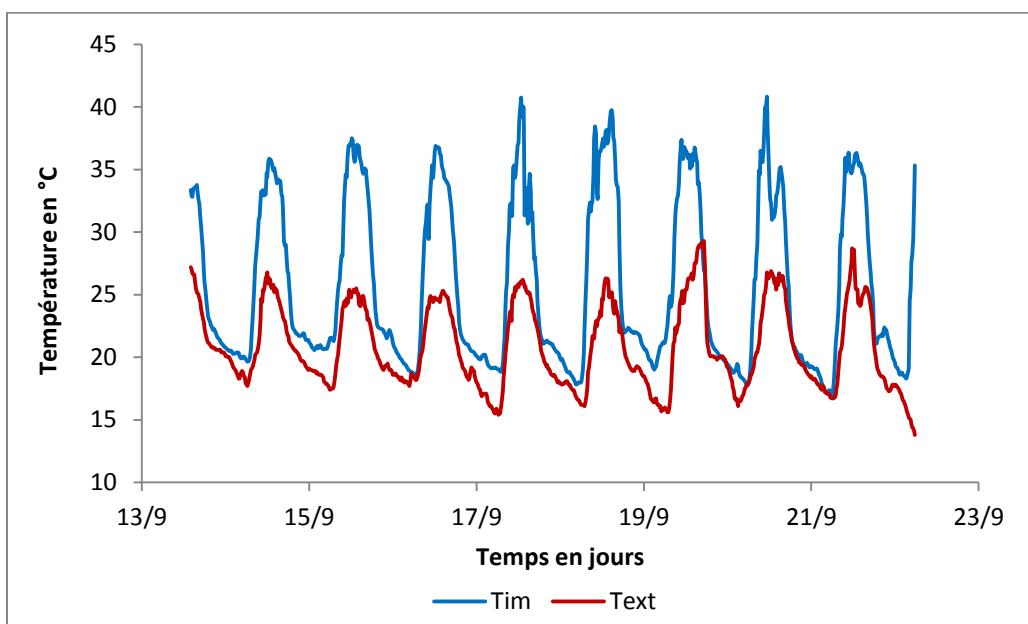


Figure 3. 8: évolution de la température de l'air extérieur et intérieur de la serre pour la période allant du 14 au 22 Septembre 2009.

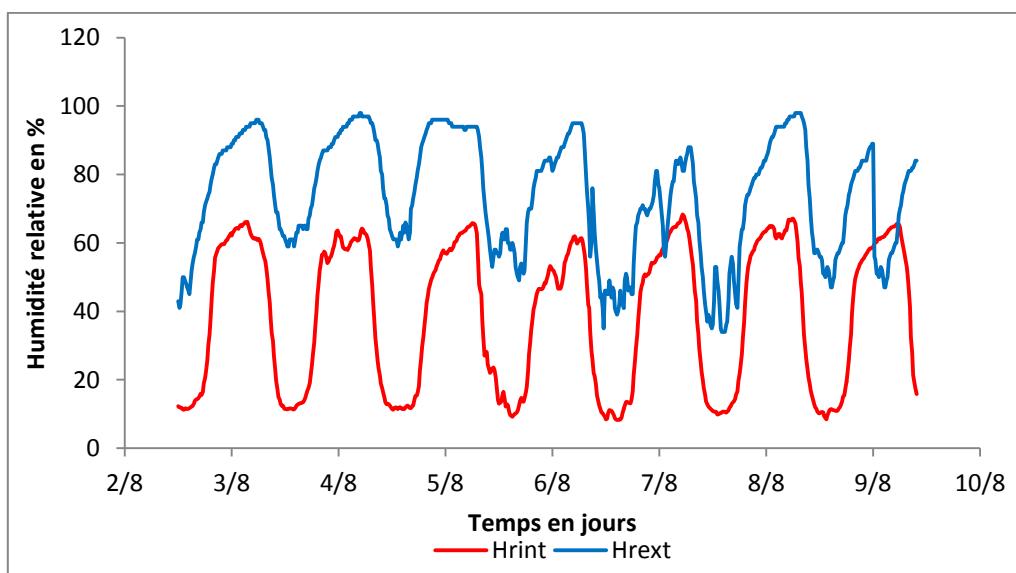


Figure 3. 9: Evolution en fonction du temps de l'humidité relative intérieure et extérieure pour la période allant du 1 au 8 Aout 2009(sans plantation) 2009.

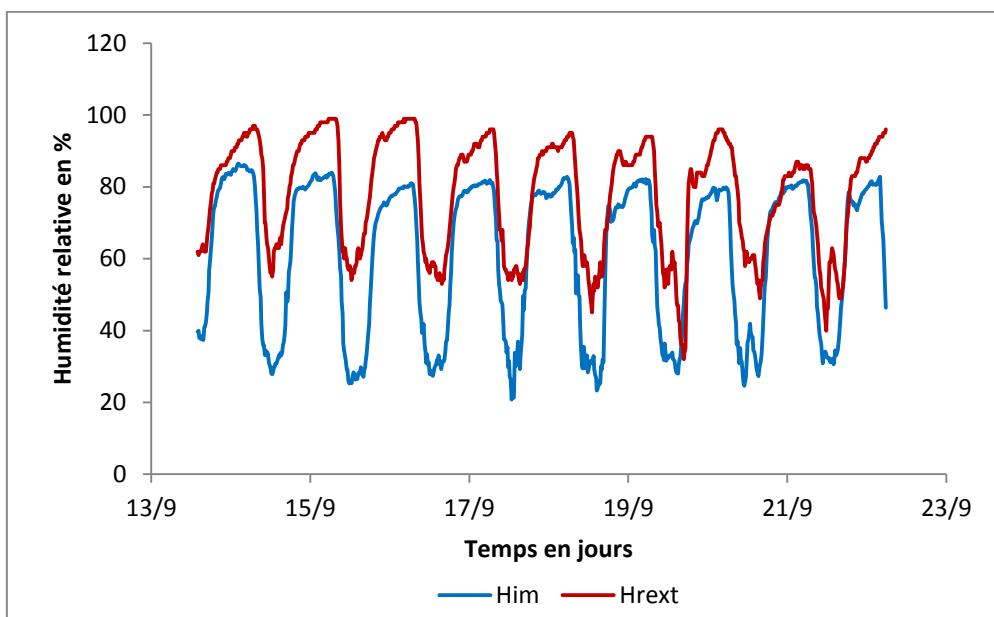


Figure 3. 10: Evolution en fonction du temps de l'humidité relative intérieure et extérieure pour la période allant du 14 au 22 septembre 2009(avec plantation)

L'évolution journalière des paramètres climatiques caractérisant l'environnement extérieur de la serre, à savoir la température, l'humidité relative de l'air, le rayonnement solaire extérieur, la vitesse et la direction du vent, mesurés pendant ces deux périodes est reproduite sur les figures (3.1 et 3.2).

On constate dans un premier temps que les évolutions journalières et les niveaux du rayonnement solaire global, de la température et de l'humidité relative extérieure se répètent de façons cycliques et sans grand changement d'un jour à l'autre.

Un régime périodique du vent peut également être mis en évidence, avec des vitesses diurnes et nocturnes maximales respectivement de l'ordre 1 m/s et 5 m/s. On constate aussi que la direction du vent varie fortement suivant l'heure de la journée et que généralement la direction Ouest-Est est la plus dominante.

## I.2. Evolution des conditions intérieures

Pendant ces deux campagnes de mesure, on constate que les conditions climatiques intérieures sont caractérisées par une transmission importante du rayonnement solaire (environ 50%) (Figures 3.5 et 3.6) et une élévation très importante de la température diurne

de l'air de la serre par rapport à celle de l'extérieur. Cette élévation atteint environ 33°C le jour et 4°C la nuit pour la première période (sans plantation) (figure 3.7). Par contre elle n'atteint que 13°C le jour et 1°C la nuit pour la deuxième période (avec plantation) (figure 3.8).

Pour ces mêmes périodes, on constate que la différence d'humidité entre l'extérieur et l'intérieur atteint 51% le jour et 25% la nuit pour la période sans plantation (figure 3.9) et 31% le jour et 14% la nuit pour la période avec plantation (figure 3.10). On en déduit donc que la présence de la plantation diminue l'écart de l'humidité et de la température entre l'extérieur et l'intérieur. La plantation participe donc à l'humidité relative de l'air intérieur d'environ 20%. D'après Boulard (1996) cette augmentation atteint 35% dans les conditions du climat d'Avignon. Ceci est du au phénomène de transpiration des plantes qui génère un courant hydrique CSPA (continuum sol plante atmosphère).

Par ailleurs, En présence de la plantation, l'humidité relative nocturne extérieure atteint 99% et celle de l'intérieur de la serre reste aussi élevée soit environ 84%. Ceci aurait donc des conséquences néfastes sur la culture et la structure de la serre, telles que le développement de maladies cryptogamiques et l'apparition de corrosions sur la structure métallique.

En effet, la bonne croissance de la plante de tomate est liée à une humidité relative d'environ 65% à 70% pendant la nuit (Verloldt, 1999). Un excès de celle-ci favorise notamment le développement des maladies cryptogamiques (Hanafi, 2003) ; tandis que les faibles humidités relatives défavorisent la lutte biologique durant le jour et influencent aussi négativement la croissance de la plante.

Le couvert végétal de tomate équivaut à une surface qui évapore de l'eau vers l'air, ce phénomène est d'autant plus important que l'air n'est pas saturé (Verloldt, 1999). Dans notre étude, il est clair que la vapeur d'eau de l'air atteint le point de saturation en période nocturne. Dans ces conditions la plante ferme totalement ses stomates et interrompe l'absorption de l'eau et des minéraux par ses racines durant la nuit.

L'humidité relative de l'air intérieur durant le jour est inférieure à celle de l'air extérieur. Cette différence peut atteindre les 30 % à midi (figure 3.10) ce qui rend la serre plus sèche. Par contre durant la nuit les courbes des deux humidités relatives coïncident.

### I.3. Températures de feuillage

La figure 3.11 représentent l'évolution des températures des feuilles de la tomate suivant la verticale à deux niveaux (strates basse et haute), ainsi que celles du fruit et de l'air de la serre. Cette figures mettent en évidence l'existence d'un faible gradient vertical de température des feuilles qui atteint un maximum de l'ordre de 1°C entre les feuilles du sommet du couvert végétal et celles qui sont situées en bas du couvert. D'après cette figure, on observe clairement que durant la nuit n'y a pas de différence significative entre les températures du feuillage, du fruit et de l'air intérieur. Par contre, durant le jour, on remarque que les plus hautes températures sont celles de l'air intérieur de la serre, suivi de celles du fruit, du feuillage des strates basses puis des strates hautes. Ce phénomène est très différent des résultats obtenus par Demrati et al. (2001) pour une serre de bananier dans laquelle la température des feuilles était toujours supérieure à la température de l'air intérieur de la serre.

La figure 3.12 montre la forte corrélation qui existe entre la différence de température air-feuille ( $T_{im} - T_{fm}$ ) et le rayonnement global extérieur. De cette figure on peut déduire que la différence de température entre l'intérieur et le couvert végétal est uniquement fonction du rayonnement extérieur, cette différence étant donnée par la relation (3.1) avec un coefficient de détermination  $R^2 = 0,91$  :

$$T_{im} - T_{fm} = 0.0176 * Rg_o + 0.2283 \quad (3.1)$$

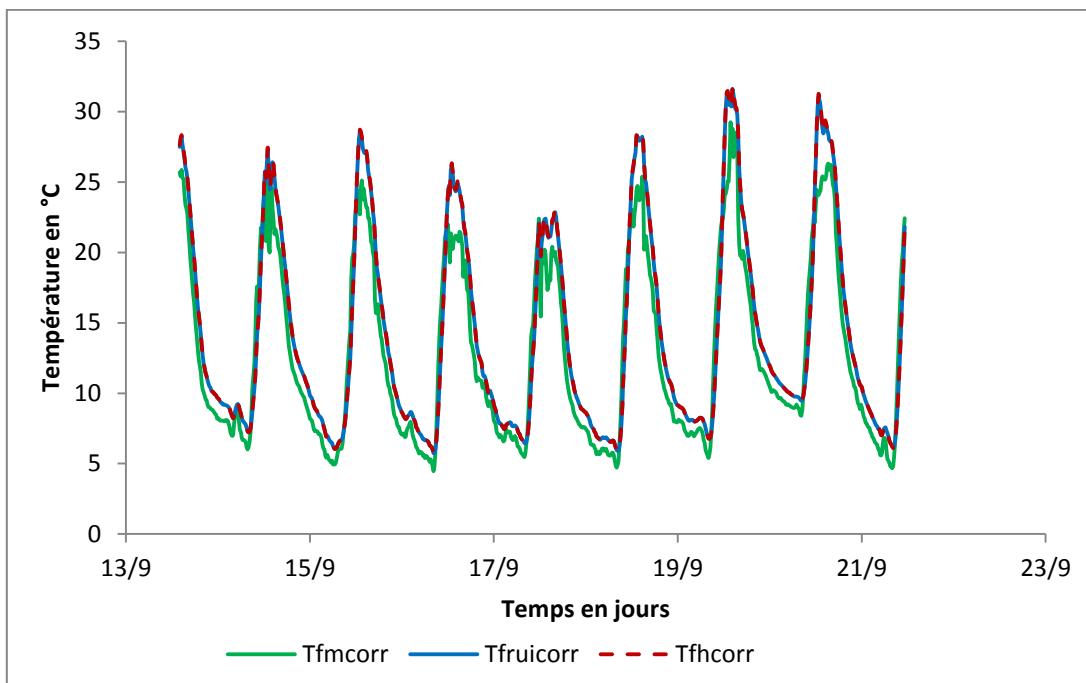


Figure 3.11: Evolution en fonction du temps de la température des feuilles à deux hauteurs différents, température du fruit et la température moyenne d l'air de la serre  
(15 au 21 Septembre 2009)

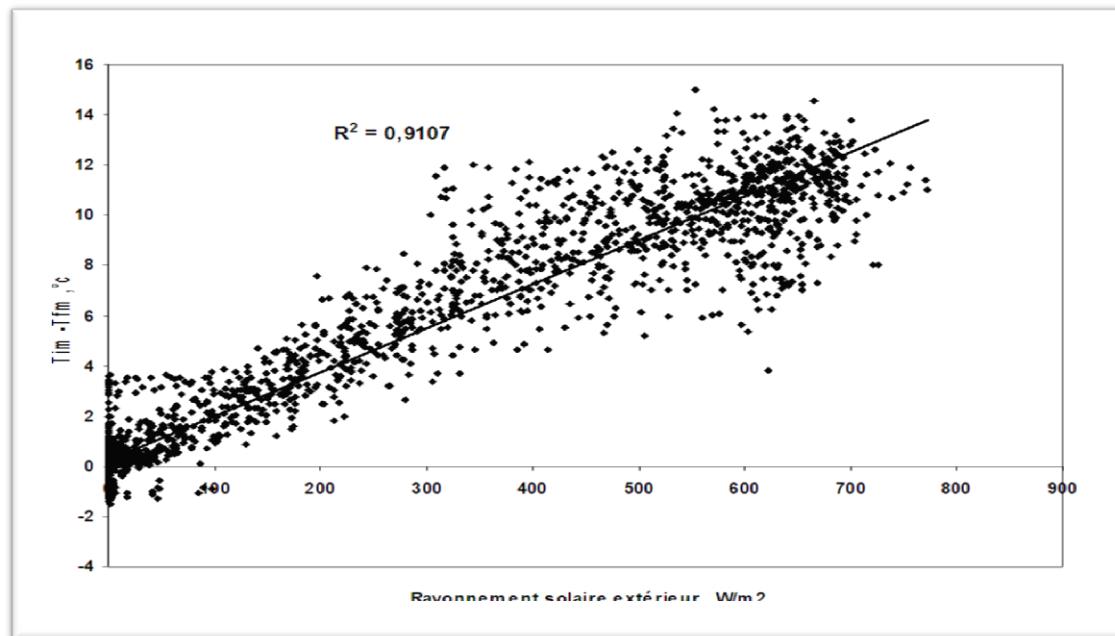


Figure 3.12: Evolution de la différence de température du couvert végétal et celle de l'air intérieur de la serre en fonction du rayonnement solaire extérieur (Septembre 2009, cas d'un ciel clair)

#### I.4. Températures de la couverture et du sol interne

La figure 3.13 représente l'évolution de la température de l'air intérieur, de la couverture et du sol à 2 cm de profondeur. Durant le jour, on observe clairement que la température de l'air de la serre est supérieure à celle du sol intérieur. Par contre, en période nocturne, c'est la température du sol qui devient supérieure à celle de l'air et cela à partir de la fin du jour.

Différentes études ont montré que la température minimale du sol nécessaire à une bonne absorption d'eau et des solutions nutritives est approximativement de 14°C (Verlodd, 1999). Comparant nos résultats à ces données, il est à noter que la température du sol se situe entre 26°C et 33°C et ceci à cause du paillage du sol de la serre.

Généralement, La fertigation se fait le matin quand le système racinaire de la plante a une température inférieure à la valeur optimale ce qui rend l'absorption de l'eau et des solutions nutritives inadéquates. Par conséquent, on peut recommander de fractionner l'irrigation et d'effectuer aussi une fertigation au début de l'après-midi quand la température du sol se situe dans la zone correspondant à une bonne absorption d'eau et des solutions nutritives.

De même, on observe que la température de la couverture plastique, qui dépend fortement de l'état du ciel, est élevée durant le jour et extrêmement basse la nuit. Or, la couverture contribue d'une façon très importante à l'élaboration du microclimat des serres, elle joue un rôle d'intermédiaire entre l'environnement climatique extérieur (soleil et ciel) et l'intérieur de la serre.

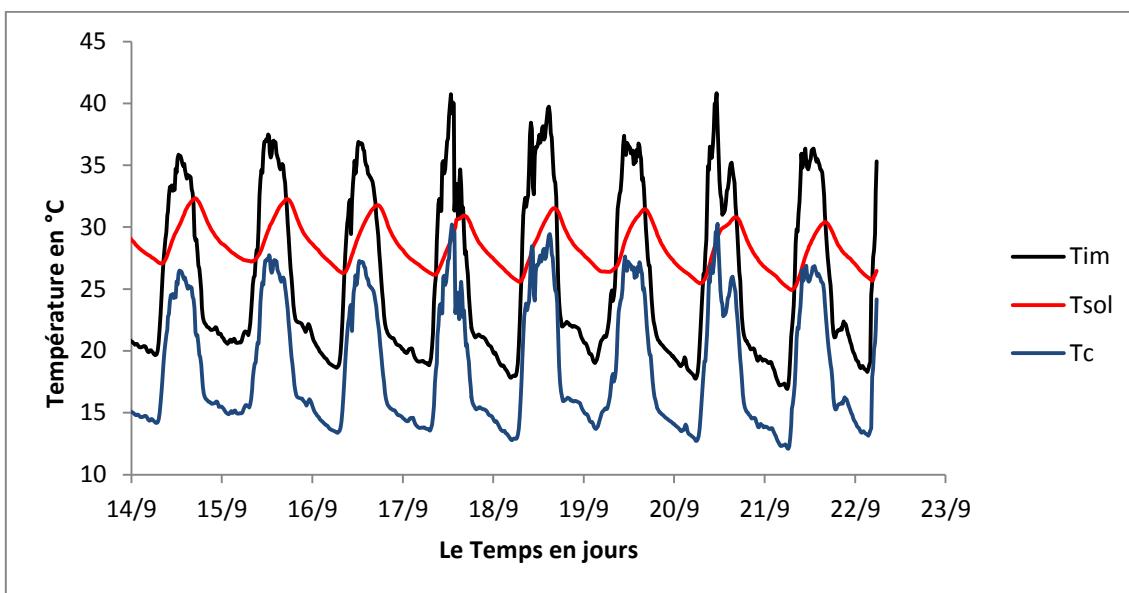


Figure 3. 13: Evolution en fonction du temps de la température moyenne de l'air intérieur, température du sol intérieur hors paillage et la température de la toiture (14 au 22 septembre 2009)

### I.5. Rayonnement net et flux de chaleur dans le sol

La figure 3.14 mettent en évidence un faible échange thermique entre le sol et l'air de la serre (en moyenne  $51 \text{ W/m}^2$  à midi) en comparaison du flux du rayonnement net est de l'ordre de  $450 \text{ W/m}^2$  à midi. Elles montrent aussi que l'échange d'énergie s'effectue prioritairement soit par ventilation à travers les ouvrants du toit ou du côté, sous forme de chaleur sensible et latente, soit par le phénomène de conduction à travers la couverture plastique et la végétation.

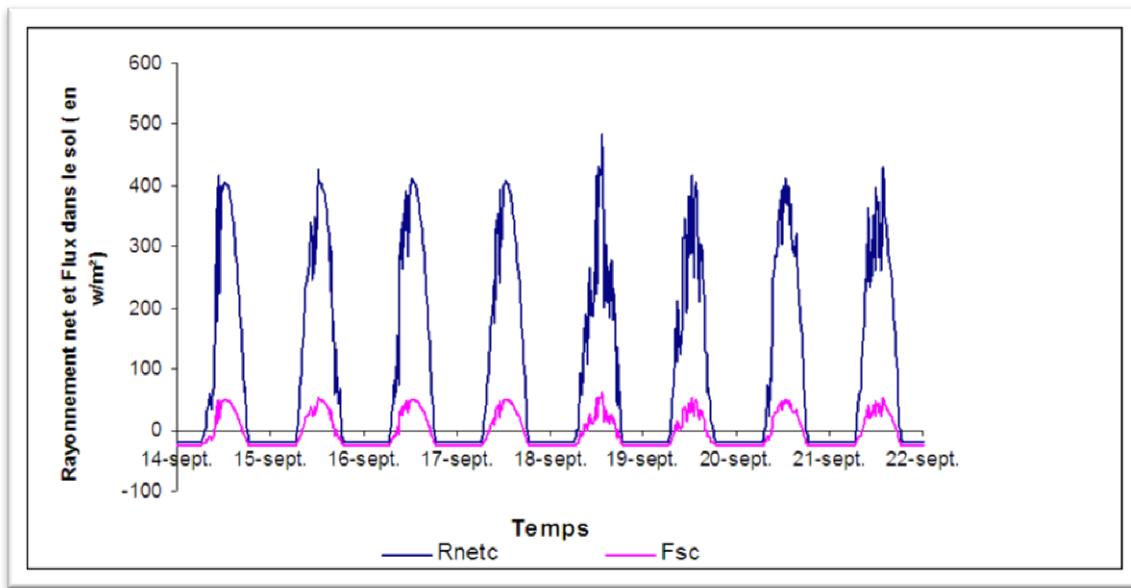


Figure 3. 14: Evolution en fonction du temps de rayonnement net,  $R_{net}$  au-dessus de la végétation à l'intérieur de la serre et le flux de chaleur à la surface du sol  $F_s$  (14 au 22 Septembre 2009)

## I.6. Conclusion

Dans cette partie nous avons présenté la caractérisation microclimatique de la serre de tomate équipée de filets anti insectes (20/10) à travers l'étude de l'évolution des conditions climatiques de l'environnement intérieur et extérieur de la serre pendant deux périodes différentes. Cette caractérisation microclimatique nous a permis de mettre en évidence quelques effets marquants cette culture et son environnement, notamment l'existence d'une forte élévation de température intérieure par rapport à celle de l'extérieure et une diminution significative de l'humidité relative intérieure.

Sur un plan pratique, les résultats des mesures des différents facteurs climatiques seront exploités par la suite pour étudier la ventilation naturelle de la serre. Puis pour valider les résultats des simulations à l'aide des modèles numériques (CFD). Pour cela les données expérimentales extérieures fourniront les valeurs des conditions aux limites utilisées pour les simulations tandis que les valeurs intérieures seront comparées aux résultats simulés des champs de température et d'humidité à l'intérieur du domaine d'étude.

## **II. Etude de la ventilation naturelle de la serre**

La menace des insectes vecteurs de virus sur les cultures sous abris serre nécessite l'utilisation de filets anti insectes de très petite mailles pour une protection qui respecte aussi l'environnement. Malheureusement la présence de ces filets sur les ouvrants d'aération provoque une chute du taux de renouvellement d'air entraînant une augmentation de température et d'humidité de l'air. Ces conditions sont éprouvantes pour la culture car elles pénalisent le rendement et la qualité des produits. Dans ces conditions, les performances en ventilation des serres constituent un facteur majeur de la production.

L'aération naturelle des serres est la méthode de ventilation la plus couramment utilisée, car la plus pratique et la plus économique. L'échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre par aération naturelle contribue à évacuer l'excès d'énergie captée par la serre et à limiter la surchauffe de l'air interne. Elle constitue aussi un paramètre clef pour la maîtrise du microclimat de la serre ou les échanges entre la serre et son environnement car elle intervient dans son bilan d'énergie et de masse (air, CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O).

### ***II.1. Théorie***

La modélisation physique du comportement des serres peut apporter des informations utiles à la gestion de son agro-système. Elle implique la prise en compte des différents modes de transferts thermiques et de masse qui interviennent dans l'établissement du bilan énergétique de la serre. Les modèles qui simulent le comportement thermique de la serre ont été élaborés en se basant sur la notion de bilan et en supposant que la serre est constituée de plusieurs composantes physiques et biologiques qui échangent entre elles des flux de masse et d'énergie.

Malgré la montée en puissance des recherches sur les performances en aération et sur la simulation du climat interne des serres, peu d'informations sont actuellement disponibles sur les serres de production de grande échelle de type multi-chapelles, dotées de filets anti-insectes. En effet, la plupart des expérimentations ont été conduites jusque-là sur des prototypes de serres de petite échelle.

Dans ce contexte, nous avons étudié les performances en aération d'une serre gothique en nous basant sur la méthode du bilan d'énergie qui passe par l'évaluation des échanges de chaleur sensible et latente entre l'air intérieur et extérieur. Ce modèle tient compte de l'effet

de l'aération et suppose que la serre est un système multicouche "sol, végétation, air intérieur et couverture". Dans un premier temps, nous avons estimé le taux de ventilation de la serre en nous basant sur le bilan d'énergie de l'air intérieur. Les différents paramètres qui interviennent dans ce bilan d'énergie ont été acquis lors d'une campagne de mesures menée durant trois mois, d'Aout à octobre 2009. Les mesures des paramètres climatiques effectuées à cette occasion ont permis d'en déduire des valeurs du taux d'aération  $G$  ( $m^3/s$ ) qui ont été ensuite utilisées pour identifier  $C_d C_w^{0,5}$  le paramètre d'efficience du vent sur l'aération. Ce paramètre a été identifié par régression par l'intermédiaire d'un modèle semi déterministe d'aération basé sur le théorème de Bernoulli et qui a été développé par Boulard et Baille (1995). Par la suite, nous avons quantifié l'effet de l'utilisation des filets anti insectes et du couvert végétal sur la réduction du taux d'aération de la serre.

### **II.1.1. Rappels du bilan de chaleur sensible et latente de l'air intérieur**

Pour des serres de grandes surfaces, l'utilisation de la méthode du gaz traceur présente de nombreuses sources d'erreurs (Wang, 1998) et l'erreur potentielle est particulièrement importante dans le cas d'un faible flux de ventilation naturelle (Ducarne et al, 1954). La difficulté d'homogénéisation du gaz au sein d'une serre à très grand volume (dans notre cas 1/2 hectare) est une autre source d'erreur considérable, tandis que la consommation du gaz traceur est également très importante.

Dans le bilan d'énergie de la serre, les apports d'énergie sont égaux à la somme des énergies perdues et à la variation du contenu interne de chaleur. L'apport d'énergie résulte principalement de l'absorption des radiations solaires de grande et courte longueur d'onde. Il peut être estimé à partir du rayonnement net sous l'abri  $R_{net}$  ( $W/m^2$ ) mesuré par un bilan mètre situé au-dessus du couvert végétal.

Le rayonnement net sous abris est absorbé en partie par la végétation sous la serre  $R_{A,V}$  et par la surface du sol interne de la serre  $R_{A,S}$

$$R_{net} = R_{A,V} + R_{A,S} \quad (3.2)$$

Le rayonnement absorbé par la végétation et le sol interne contribue à réchauffer l'air intérieur de la serre et à augmenter son contenu en eau. La chaleur dégagée est également stockée dans la masse thermique de la végétation et dans le sol.

Le bilan thermique diurne pour la végétation est donc :

$$R_{A,V} = q_{SV,i} + q_{LV,i} + \rho_v c_v d_v \frac{dT_v}{dt} \quad (3.3)$$

où,

$q_{SV,i}$  est le flux de chaleur sensible échangé par convection entre le couvert végétal et l'air interne de la serre, en  $\text{W/m}^2$  ;

$q_{LV,i}$  est le flux de chaleur latente échangé entre la végétation et l'air interne de la serre, en  $\text{W/m}^2$  ;

$d_v$  est la hauteur moyenne de la végétation en m ;

$\rho_v$  est la densité volumique de la végétation en  $\text{Kg/m}^3$  ;

$C_v$  est la chaleur spécifique de la végétation en  $\text{J/Kg.K}$ .

De même le bilan thermique diurne du sol peut s'écrire sous la forme suivante :

$$R_{A,S} = q_{SS,i} + q_{LS,i} + F_s + \rho_s c_s d_s \frac{dT_s}{dt} \quad (3.4)$$

Où :

$q_{SS,i}$  est le flux de chaleur sensible échangé par convection entre le sol et l'air interne de la serre ;

$q_{LS,i}$  est le flux de chaleur latente échangé entre le sol et l'air interne de la serre ;

$d_s$  est l'épaisseur de la couche de la surface du sol en m ;

$\rho_s$  est la densité volumique du sol en  $\text{Kg/m}^3$  ;

$C_v$  est la chaleur spécifique du sol en  $\text{J/Kg.K}$  ;

$F_s$  est le flux thermique dans le sol en  $\text{W/m}^2$  (compté positivement quand il est dirigé de l'air vers le sol).

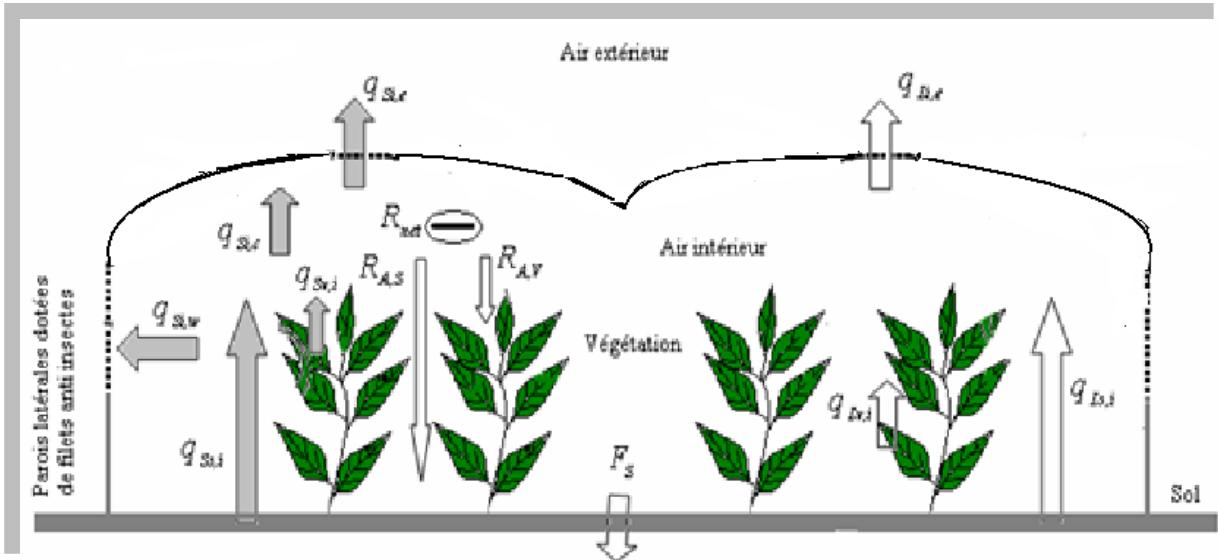


Figure 3. 15: Schéma des flux de chaleur sensible et latente impliqués dans le bilan d'énergie de l'air intérieur de la serre

$R_A$  rayonnement absorbé ;  $R_{net}$  rayonnement net ;  $F_s$  flux de chaleur conductif à la surface du sol ;  $q_L$  flux de chaleur latente échangée ;  $q_S$  flux de chaleur sensible échangée

$c, e, i, s, v$  sont des sous indices correspondant respectivement à la couverture, l'air extérieur, l'air intérieur, le sol et la végétation

En négligeant les termes de stockage d'énergie pour un pas de temps très grand et en substituant les équations (3.4) et (3.5) dans l'équation (3.3), cette dernière devient:

$$R_{net} = q_{SV,i} + q_{LV,i} + q_{SS,i} + q_{LS,i} + F_s \quad (3.6)$$

Le terme  $(q_{SV,i} + q_{SS,i})$  représente le gain de chaleur sensible de l'air de la serre, cette chaleur est perdue sous forme de chaleur sensible évacuée par le flux de ventilation,  $q_{Si,e}$  ou échangée par la couverture du toit  $q_{Si,c}$  et les parois latérales  $q_{Si,w}$ .

Le terme  $(q_{LV,i} + q_{LS,i})$  représente le gain en chaleur latente de l'air de la serre. Une partie de cette chaleur est échangée avec l'extérieur par l'intermédiaire du flux de ventilation  $q_{Li,e}$  et l'autre partie sert à augmenter le contenu en chaleur latente dans la masse thermique de l'air de la serre  $dH/dt$  ( $H$  l'enthalpie de l'air de la serre). Comme pour le stockage de la chaleur sensible, ce dernier terme est négligeable lorsque le pas du temps du bilan d'énergie et de la masse est important (supérieur à une heure) (Kittas et al, 1995, Boulard, 1996) dans ce cas l'équation générale du bilan se simplifie :

$$R_{net} = q_{Si,e} + q_{Li,e} + q_{Si,c} + q_{Si,w} + F_s \quad (3.7)$$

### II.1.2. Estimation des différents termes qui interviennent dans l'équation du bilan d'énergie

Durant tous nos essais, les principaux termes intervenant dans l'équation du bilan d'énergie ont été estimés de la manière suivante :

- $F_s$  le flux de chaleur à la surface du sol a été mesuré à l'aide d'un flux mètre.
- Le flux de chaleur sensible extraite par ventilation a été considéré comme étant proportionnel à l'écart de température  $\Delta T$  en °C entre l'intérieur et l'extérieur et au flux de renouvellement d'air :

$$q_{Si,e} = K_s \cdot \Delta T \quad (3.8)$$

où  $K_s$  est le coefficient de transfert de chaleur sensible véhiculée par la ventilation  $\text{W/m}^2 \text{K}$ .

$$K_s = \rho_a c_p G / A_s \quad (3.9)$$

où  $\rho_a$  est la densité de l'air ( $\text{Kg/m}^3$ ) ;  $C_p$  est la chaleur spécifique à pression constante en ( $\text{J/Kg.K}$ );  $G$  est le flux volumique d'air ( $\text{m}^3/\text{s}$ ); et  $A_s$  est la surface du sol de la serre ( $\text{m}^2$ ).

- Le flux de chaleur latente extrait par ventilation  $q_{Li,e}$  en  $\text{W/m}^2$  est considéré comme étant proportionnel à l'écart de l'humidité entre l'intérieur et l'extérieur et au flux de renouvellement d'air :

$$q_{Li,e} = K_L \cdot \Delta w \quad (3.10)$$

où  $\Delta w$  représente la différence d'humidité absolue entre l'air intérieur et extérieur en  $\text{Kg/Kg}$  ;  $K_L$  est le coefficient de transfert de chaleur latente conduite par ventilation en  $\text{W/m}^2$ , il est donné par :

$$K_L = \rho_a \lambda G / A_s \quad (3.11)$$

où  $\lambda$  est la chaleur latente de vaporisation en  $\text{J/kg}$

- Le flux de chaleur échangé par convection entre l'air de la serre et la couverture du toit  $q_{Si,c}$  est considéré comme étant proportionnel à l'écart de température entre l'air interne et de la couverture plastique. Il est donné par la relation suivante :

$$q_{Si,c} = C_h (T_c - T_i) \quad (3.12)$$

où :

$C_h$  est le coefficient d'échange de chaleur par convection entre l'air interne et la couverture plastique du toit en  $\text{W/m}^2\text{K}$ .

$T_c$  et  $T_i$  sont respectivement les températures de la couverture et de l'air interne ;

Pour la convection naturelle et dans le cas d'un flux turbulent, ce qui est notre cas,  $C_h$  est donné par la relation suivante (Wang, 1998)

$$C_h = 1,75(T_c - T_i)^{0,333} \quad (3.13)$$

La perte globale de chaleur sensible à travers la partie couverte de plastique des parois latérales,  $q_{Si,w}$  est estimée par l'expression suivante :

$$q_{Si,w} = K \cdot \Delta T \quad (3.14)$$

où  $K$  est le coefficient de déperdition globale à travers la couverture plastique. Pour estimer ce terme, nous avons considéré un coefficient d'échange évoluant en fonction de la vitesse du vent (Baille et al, 1983; Draoui, 1994). Ce dernier étant considéré comme le moteur principal des échanges convectifs :

$$K = a + bU \quad (3.15)$$

où  $U$  est la vitesse du vent en ( $\text{m/s}$ )  $a$  et  $b$  sont deux constantes dont les valeurs sont exprimées par unité de surface de paroi ( $\text{m}^2$ ). Pour des serres à simple paroi, Baille et al. (1983) ont estimé  $a$  égale à  $6 (\text{W/m}^2\text{.K})$  et  $b$  égale à  $0,5 (\text{J/m}^3\text{.K})$  où l'unité de surface correspond à l'unité de surface de sol de la serre.

Dans notre cas, nous avons considéré les pertes de chaleur sensibles à travers les parois latérales d'une surface totale égale seulement à  $570 \text{ m}^2$  pour une surface du sol égale à  $4560$

$\text{m}^2$ . Il faut donc multiplier les coefficients trouvés par Baille et al (1983) par 0,125 (rapport du surface latérale couverte par surface du sol), et on trouve :

$$a = 0,75 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{ et } b = 0,0625 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$$

d'où

$$K = 0,75 + 0,063U \quad (3.16)$$

En introduisant les expressions des différents termes intervenant dans l'équation du bilan d'énergie de l'air intérieur de la serre, on en déduit la seule inconnue : le taux de renouvellement d'air G. Les autres paramètres sont soient mesurés soient estimés et G est alors donné par la formule suivante :

$$G = \frac{A_s(R_{net} - F_s) - A_s[K(T_i - T_e) + (A_c/A_s)C_h(T_i - T_c)]}{\rho_a[c_p(T_i - T_e) + \lambda \Delta w]} \quad (3.17)$$

### II.1.3. Estimation du taux global d'aération

Ce même taux d'aération peut être modélisé avec une précision satisfaisante par la formule de Boulard et Baille (1993) et Boulard et al. (1995), qui décrit la combinaison des deux principales forces motrices de l'aération statique (naturelle) :

- l'effet du vent extérieur ;
- l'effet cheminé lié au gradient de température :

$$G = C_d \left( \frac{S_T}{2} \right) \left[ 2g \left( \frac{\Delta T}{T_e} \right) \frac{H_c}{2} + C_w U^2 \right]^{0,5} \quad (3.18)$$

Où

- $H_c$  est la hauteur de la cheminée en m ;
- $T_e$  est la température de l'air extérieur en K ;
- $g$  est l'accélération de la pesanteur en  $\text{m/s}^2$  ;
- $C_d = C_p^{-0,5}$  est un coefficient représentant la perte de charge, avec  $C_p$  le coefficient de chute de pression ;
- $C_w$  est un coefficient empirique qui représente l'efficience du vent sur l'aération ;
- $S_T$  est la surface totale des ouvrants ;

Pour des serres équipées d'ouvrants en toiture et sur les côtés et pour des vitesses du vent  $U > 1,5$  m/s, la formule précédente donnant le taux de renouvellement d'air peut être simplifiée (Boulard et al., 1995 ; Kittas et al., 1995, Fatnassi et al., 2002). En négligeant la contribution de l'effet cheminée,  $G$  devient alors:

$$G = \left( \frac{S_T}{2} \right) C_d \sqrt{C_w} \cdot U \quad (3.19)$$

Dans cette expression, les mesures de la vitesse du vent ainsi que les caractéristiques géométriques de la serre (hauteur, largeur et longueur) sont connues. Par ailleurs, le coefficient  $C_d C_w^{0,5}$ , qui est un paramètre qui caractérise l'aération de la serre, sera identifié statiquement en ajustant les valeurs du taux d'aération calculées par le modèle du bilan d'énergie avec celles qui sont estimées par l'expression (3.18 et 3.19) respectivement pour des vitesses inférieures et supérieures à 1,5 m/s).

### ***II.2. Les mesures expérimentales :***

Afin d'effectuer le bilan énergétique de l'air de la serre, nous avons mesuré les paramètres climatiques suivants :

- la température et l'humidité relative de l'air au centre et à l'extérieur de la serre;
- la vitesse du vent et sa direction au-dessus de la serre;
- le rayonnement net au-dessus de la végétation;
- le flux du sol.

Toutes les mesures des facteurs climatiques ont été effectuées chaque 5 secondes. Elles ont été ensuite moyennées et stockées sur un pas de temps moyen d'un  $\frac{1}{4}$  heure. Cependant, afin de minimiser les termes transitoires  $dX/dt$  contenus dans les équations du transfert de chaleur (équations 3-4 et 3-5), nous avons dressé nos bilans sur un pas de temps long qui correspond à la période diurne allant de 8hTU à 18hTU. Par conséquent, le taux de ventilation sera égal à la valeur moyenne calculée pendant la période diurne

### ***II.3. Analyse et discussion des performances en ventilation***

La courbe 3.17 montre l'évolution du flux de ventilation  $G$  calculée par la méthode du bilan d'énergie en fonction de la vitesse du vent. On constate que  $G$  n'est pas proportionnelle à  $U$  ce qui montre que dans l'ensemble il y a l'influence de l'effet cheminée sur la ventilation.

Si on suppose que l'effet cheminée est négligeable, l'équation de Boulard devienne (3.19).

Si on représente  $C_d C_w^{0.5}$  calculée d'après l'équation (3.19) en fonction de la vitesse du vent (U) (figure 3.18), on constate qu'il y a une grande dispersion pour les vitesses inférieure à 1,5m/s. Par contre, et au-delà de 1,5 m/s la dispersion des valeurs est moindre ce qui suppose que l'effet cheminée est négligeable pour cette gamme de valeurs de vitesse du vent.

### **II.3.1. Détermination des paramètres du modèle**

#### **Détermination du coefficient d'efficience du vent $C_d \sqrt{C_w}$**

Le coefficient  $C_d C_w^{0.5}$  qui est un paramètre qui caractérise l'aération de la serre sera identifiée statistiquement en ajustant les valeurs du taux d'aération calculées par le modèle du bilan d'énergie avec celles estimées par l'expression (3.19).

Pour des vitesses du vent supérieur ou égal à 1,5 m/s, Le coefficient  $C_d C_w^{0.5}$  à une valeur égale à 0,12 (avec une valeur du coefficient de détermination  $R^2$  de l'ordre de 0.88). Dans le cas des vitesses inférieures à 1,5 m/s,  $C_d C_w^{0.5}$  est égale à 0,141 (avec une valeur du coefficient de détermination  $R^2$  de l'ordre de 0.76).

Si on compare ces valeurs avec les données déjà existantes dans la littérature, on trouve qu'elles sont généralement nettement inférieures à celles trouvées par Fernandez and Bailey (1992), Boulard et Baille (1995), Wang et Deltour (1996), Sbita et al., (1996) et Demrati et al, (2001) dans le cas de serres dotées d'ouvrants d'aération mobiles ou permanents mais toujours dépourvues de filets anti insectes.

Nos valeurs sont légèrement inférieures à celles trouvées par Fatnassi et al. (2002), dans le cas d'une serre de tomate de même échelle que la nôtre, avec une surface d'un demi hectare et équipée de filets anti insectes (6/6), mais dans laquelle les ouvrants du toit et les rangs de tomates sont orientés Ouest -Est (c'est-à-dire dans la direction du vent dominant) contrairement à la nôtre. Ces résultats sont récapitulés dans le Tableau 3.1. Il semble donc que l'obstruction à la circulation de l'air causée par la disposition des rangées de végétation perpendiculairement à la direction du vent dominant soit une cause majeure de diminution du taux de renouvellement d'air de la serre. Nous reviendrons en détail plus loin sur l'analyse de ce phénomène.

Conformément à la théorie (Equation 3.19), le fait de négliger la contribution de l'effet cheminée pour des faibles vitesses du vent entraîne une augmentation de la valeur du paramètre  $C_d C_w^{0.5}$ . Inversement on observe que cette valeur diminue légèrement lorsque U

augmente (figure 3.18). En effet, on constate qu'il y a une décroissance de l'efficacité de l'aération, qui peut s'observer même au-delà de  $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ , lorsque la vitesse du vent croît. Dans ce cas, l'influence de l'effet cheminée n'est plus la seule en cause.

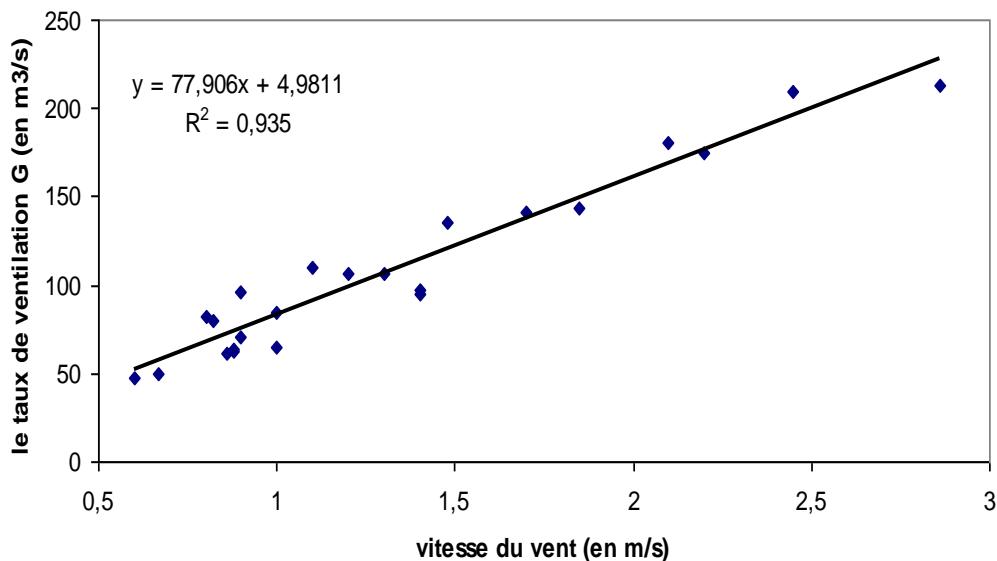


Figure 3. 16: Évolution du flux de ventilation mesuré  $G$  en ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) en fonction de la vitesse du vent  $U$  en  $\text{m/s}$

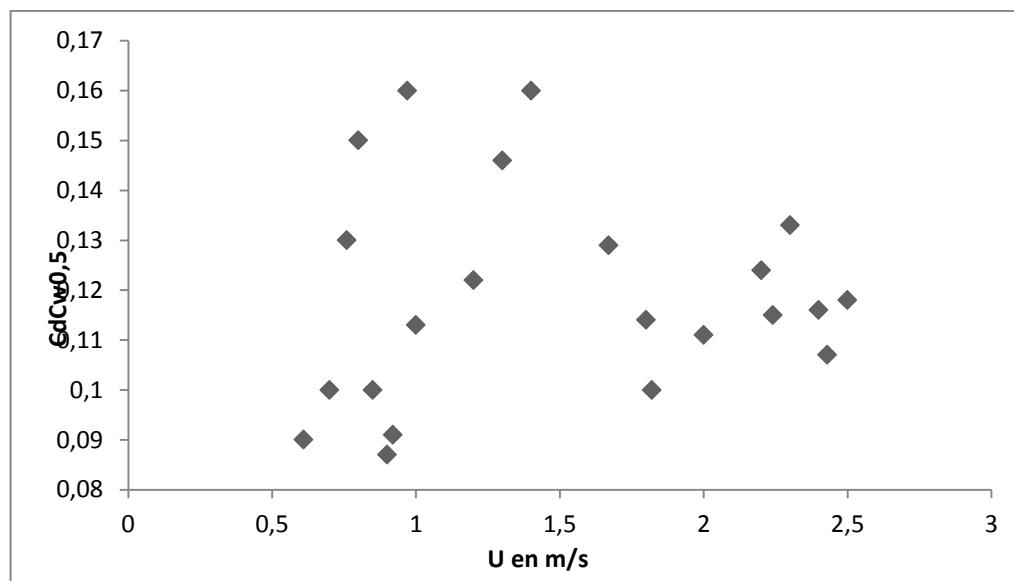


Figure 3. 17: Evolution du terme  $Cd \sqrt{C_w} = \frac{2G}{S_T U}$  en fonction de la vitesse du vent  $u$  en  $\text{m/s}$

La figure 3.19 montre en général la bonne corrélation qui existe entre les valeurs du taux de renouvellement d'air estimées par le modèle d'aération et celles déterminées par la méthode du bilan d'énergie.

Par ailleurs, la courbe des résidus entre les valeurs mesurées et estimées de G représentées en fonction de la vitesse du vent sur la figure 3.20 montre que la précision du modèle augmente avec la vitesse du vent et justifie l'impact de la présence des filets sur l'aération contrairement aux résultats d'une serre de bananier dépourvue de filet anti insectes (Demarti et al, (2001)).

Table 3. 1 : Les valeurs du coefficient  $Cd\sqrt{C_w}$  identifiées pour plusieurs serres équipées d'ouvrants mobiles ( $10^\circ$  et  $30^\circ$ ) ou permanents

Types de serres	Ouvrant mobile	
	10°	30°
- Serre mutichapelle de type Gothique de $4650 \text{ m}^2$ équipé de filets anti insectes 20/10 (ouvert de 2 côtés)	0,14 pour $u < 1,5 \text{ m/s}$ 0,12 pour $u > 1,5 \text{ m/s}$	
- Tomate plastique de type canarien de $11250 \text{ m}^2$ de surface, équipé de filets anti insectes 20/10 (ouvert des 4 cotés)	0,071 pour $u < 1,5 \text{ m/s}$ 0,063 pour $u > 1,5 \text{ m/s}$	
- Tomate plastique de type canarien de $5000 \text{ m}^2$ de surface, équipée de filet anti insectes 20/10 (ouvert ouest est). (Fatnassi et al.2001)	0,17 pour	

	u<1,5m/s	
	0,14 pour u>1,5m/	
- Bananière plastique de type canarien de 10 000 m <sup>2</sup> de surface, sans filets (Demrati <i>et al.</i> 2001)	0,27	
- Tunnel plastique de 400m <sup>2</sup> de surface sans filets (Sbita <i>et al.</i> 1996)	0,22	
- Serre verre de type Venlo de 1700 m <sup>2</sup> de surface sans filets (Wang et Deltour.1996)	0,20	0,204
	6	
- Serre bichapelle plastique de 400 m <sup>2</sup> de surface sans filets (Boulard et Baille.1995)	0,2	0,2
- Serre verre de type Venlo de 300 m <sup>2</sup> de surface sans filets (Fernandez et Bailey.1992)	0,18	0,175
	6	
- Serre verre "quasi infinie" de type Venlo sans filets (Bot.1983)	0,1	0,068

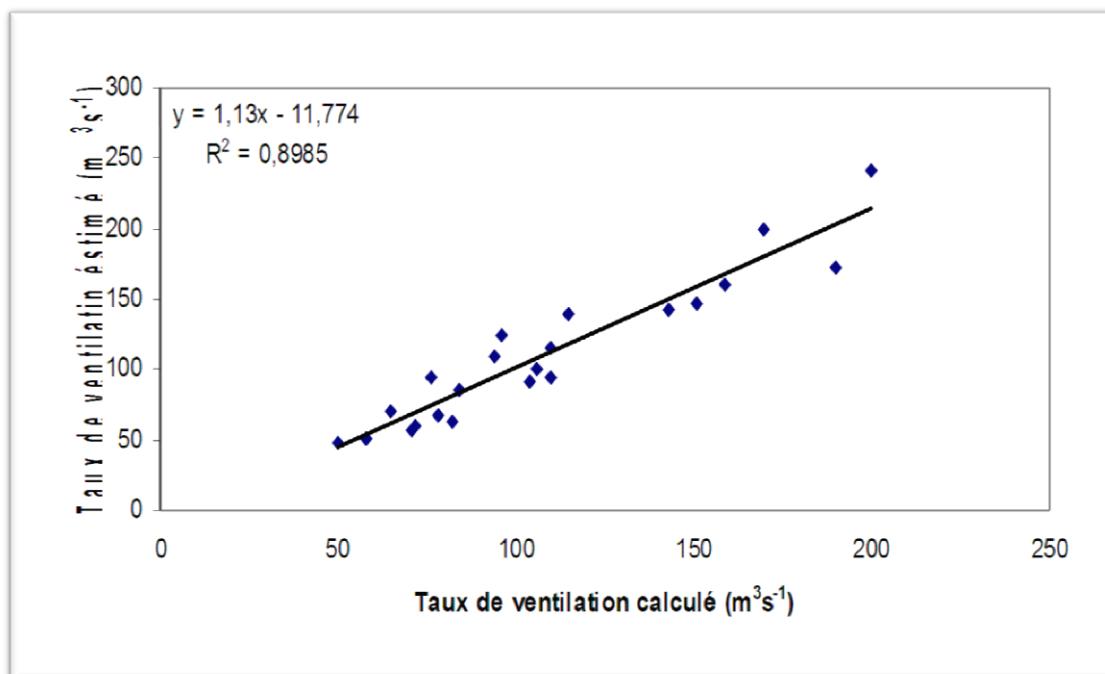


Figure 3. 18: Evolution des valeurs du taux de ventilation calculées par le modèle réduit de ventilation en fonction des valeurs estimées par le modèle du bilan d'énergie

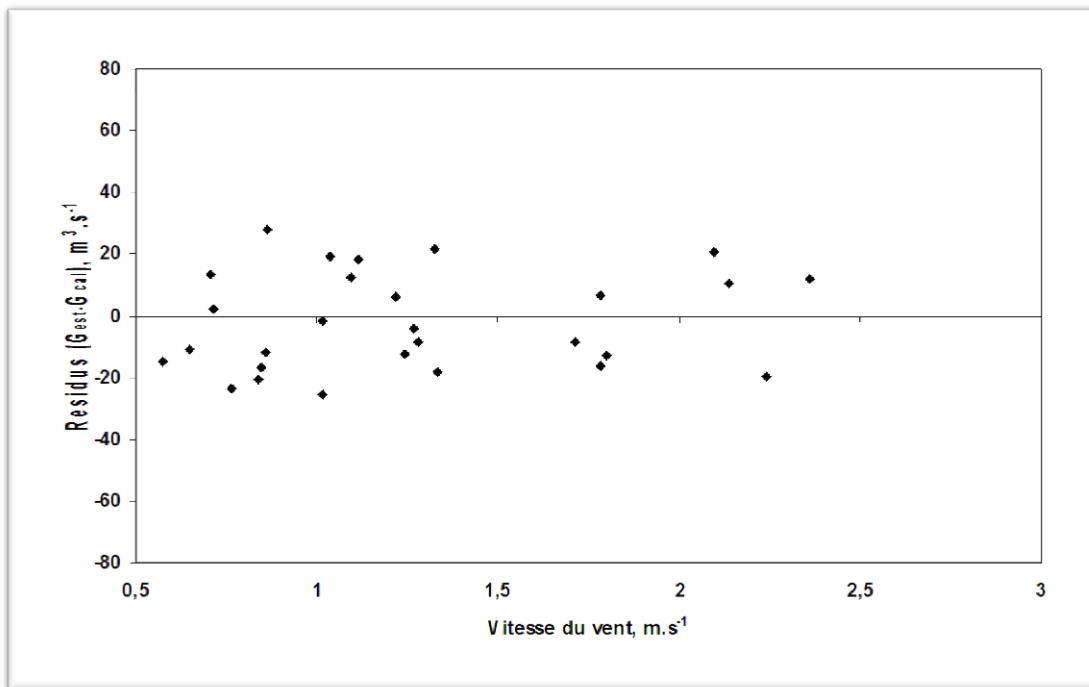


Figure 3. 19: Evolution des résidus entre les valeurs calculées et les valeurs estimées du taux de ventilation  $G$ , en fonction de la vitesse du vent

#### **Détermination des coefficients $C_d$ et $C_w$ du modèle de ventilation**

Le coefficient  $C_d C_w^{0,5}$  a été déjà identifié en utilisant la régression linéaire entre le renouvellement d'air  $G$  et la vitesse  $U$  et nous avons observé que la valeur de ce coefficient est faible par rapport aux autres valeurs déjà citées dans la littérature. Une telle relation ( $C_d C_w^{0,5}$ ) , ne permet pas de dire si la faiblesse des performances en ventilation de la serre est due à la faiblesse du transfert de l'air à travers les ouvrants d'aération ( $C_d$ ) liée à la présence du filet anti insectes ou à la barrière à la circulation de l'air liée à la disposition des rangées de végétation perpendiculairement à l'écoulement de l'air. De même, on ne peut pas mettre en cause les mauvaises performances en ventilation de la serre elles-mêmes liées à la faiblesse de ( $C_w$ ), en relation avec son design ou la position de ses ouvrants d'aération par rapport à la direction du vent dominant.

Ceci nous conduit à déterminer séparément les valeurs du coefficient de perte de charge,  $C_d$  (effet des ouvrants d'aération équipés de filets anti insectes et des rangées de végétation orientées perpendiculairement à la direction du vent dominant) et le coefficient caractérisant l'effet du vent  $C_w$ , nous avons considéré l'équation (3.18) et identifié simultanément ces deux paramètres grâce à une régression multilinéaire entre les valeurs mesurées et simulées. A

l'issus de cette régression, nous avons trouvé les valeurs suivantes pour ces deux coefficients :  $C_d = 0,35$  et  $C_w = 0,14$  avec un  $R^2 = 0,78$ .

### **Le coefficient de perte de charge $C_d$**

La valeur que nous avons identifiée pour  $C_d$  (0,35) est faible par rapport aux valeurs trouvées ordinairement dans la littérature. Ces dernières, récapitulées dans le Tableau 4.2, varient d'habitude entre 0,6 et 0,8 pour des serres dotées d'ouvrants dépourvus d'obstacles limitant la circulation de l'air. Elles descendent jusqu'à 0,42 en présence d'obstacles, comme des rangées de couvert végétal de grande taille (Sase, 1989) ou lors de l'utilisation de filets anti insectes sur les ouvrants d'aération de la serre (Fatnassi et al, 2002).

Table 3. 2: Coefficients de perte de charge déterminés par différents auteurs (Roy et al., 2002) pour différents types de bâtiments et de serres

<b>Coefficient de perte de charge <math>C_d</math></b>	<b>Conditions et Source</b>
0,6-0,8	Bâtiment rectangulaire ( Brown et al., 1963)
0,67	Bâtiment rectangulaire ( De Gids, 1978)
0,6	Bâtiment rectangulaire (Bruce, 1982)
0,65-0,7	Serre avec ouvrants au toit (Bot, 1983)
0,63	Bâtiment vertical et rectangulaire (Hellickson et al., 1983)
0,6-0,7	Bâtiment vertical et rectangulaire (Timmons et al., 1984)
0,65	Bâtiment vertical (Bois et al., 1988)
0,61	Bâtiment vertical et rectangulaire (Zhang et al., 1989)
0,65-0,75	Serre avec ouvrant au toit (De Jong, 1990)
0,65	Bâtiment rectangulaire (Randall et al., 1994)
0,61	Bâtiment rectangulaire (Vandaele et al., 1994)
0,644	Serre vent continue (Boulard et al., 1995)
0,42	Serre dotée de filets anti insectes (Fatnassi et al., 2002)

### **Le coefficient d'efficience du vent $C_w$**

Le coefficient  $C_w$  qui représente l'influence du vent sur la ventilation semble être indépendant de la surface de l'ouvrant (Bailey, 2000). Par ailleurs, Boulard et Baille (1995) ont montré que cette valeur diminue significativement avec l'augmentation de la vitesse du vent.

Dans notre étude on trouve une valeur de  $C_w$  égale à 0,14, qui est comparable aux autres valeurs trouvées dans la littérature par différents auteurs pour divers types de serre (Tableau 3.3). Cette valeur est même plutôt supérieure aux autres valeurs trouvées dans la littérature, mais elle est pratiquement similaire à celle trouvée par Kittas et al.(1995) et Papadakis et al.(1996) pour respectivement une serre verre monochapelle de 179 m<sup>2</sup> de surface et une serre plastique bichapelle de 416 m<sup>2</sup> de surface. La taille de la serre ne semble donc pas influencer trop sensiblement son efficience en ventilation.

Table 3. 3 : Valeurs du coefficient d'efficience du vent  $C_w$  trouvées dans la littérature (Roy, 2002)

<b>Coefficient d'efficience du vent <math>C_w</math></b>	<b>superficie de la serre (m<sup>2</sup>) et</b>	<b>Source</b>
0,10	416 (2 chapelles)	Boulard and Baille (1995)
0,14	179 (1chapelle)	Kittas et al., (1995)
0,071	900 (tunnel)	Kittas et al., (1996)
0,13	416 (2 chapelles)	Papadakis et al., (1996)
0,09	204 (4 chapelles)	Baptista et al., (1999)
0,11	38 700 (60 chapelles)	Bailey (2000)
0,11	5600 (canarienne)	Fatnassi et al., (2002)

### II.3.2. Analyse et discussion des effets réducteurs du taux de ventilation

Après analyse des valeurs trouvées pour les coefficients  $C_d$  et  $C_w$ , il apparaît clairement que la faiblesse de l'efficience globale en ventilation de la serre est due non seulement à l'utilisation de filets anti insectes avec des mailles fines, mais également à la disposition des

rangées du couvert végétal perpendiculairement à la direction du vent dominant. Nous allons donc étudier et tenter de quantifier l'influence de ces deux effets séparément.

Le coefficient de perte de charge de l'ouvrant de notre serre expérimentale peut être calculé par une formule qui suppose que la circulation d'air devrait vaincre trois résistances particulières disposées en séries; celle de l'ouvrant proprement dite, celle du filet et celle de la végétation :

$$Cd_{ov} = \frac{I}{\sqrt{Cp_o + Cp_n + Cp_v}} \quad (3.20)$$

Où  $C_{pi}$  est le coefficient de chute de pression associé à l'effet i, dans notre cas les indices o, n et v représentent respectivement l'ouvrant sans obstacle, le filet anti insectes et la végétation.

La combinaison des coefficients de chute de pression étant additionnelle on peut également écrire :

$$Cp_{ov} = Cp_o + Cp_v \quad (3.21)$$

Où  $C_{Pov}$  représente la perte de charge de l'ouvrant et la végétation.

La relation (3.20) peut s'écrire alors comme suit :

$$Cd_{ov} = \frac{I}{\sqrt{Cp_{ov} + Cp_n}} \quad (3.22)$$

Pour les filets anti insectes, Brundrett (1993) a proposé une relation empirique permettant de calculer le coefficient de perte de charge d'un filet en fonction de sa porosité  $\alpha$  et du diamètre du filament du fil utilisé  $d$ :

$$Cd_n = \frac{0,026 \cdot \alpha^{1.465}}{d^{0.5}}. \quad (3.23)$$

Dans notre cas connaissant la valeur de  $\alpha$  et  $d$  pour notre filet, on peut déterminer  $C_{dn}$  et on peut en déduire le coefficient de chute de pression à travers le filet  $C_{Pn}$ , tel que :  $C_{dn} = \frac{1}{\sqrt{C_{Pn}}}$ .

Finalement en appliquant la relation (3.22) on peut en déduire les coefficients  $C_{Pov}$  et puis  $C_{dov}$ .

Nous avons ainsi déterminé l'influence du filet anti insecte. Cependant et afin de quantifier les influences respectivement du design des ouvrants d'aération et de l'orientation des rangées du couvert végétal, nous nous sommes référés à l'étude menée par Fatnassi et al, (2002) dans une serre très semblable de point de vue de la dimension et le site d'étude à la nôtre. Nous avons donc essayé d'exploiter la connaissance des performances en ventilation de cette serre afin de quantifier l'influence relative des trois pertes de charges identifiées plus haut : celle du filet anti insecte, celle de l'orientation des rangés du couvert végétal et enfin celle de l'ouvrant lui-même.

L'application des relations 3.20 à 3.23 permet de déterminer les valeurs des différents paramètres de ventilation (Tableau 3.4) et d'estimer la contribution respective des 3 composantes.

Table 3. 4: *Paramètres de ventilation de notre serre expérimentale (A) et celle (B) étudiée par Majdoubi et al.(2007) et (C) étudiée par Fatnassi et al.(2002)*

Coefficients	$Cd_{onv}$ (I)	$C_w$ (II)	$Cd_n$ (III)	$Cd_{ov}$ (IV)	$Cd_{onv}\sqrt{C_w}$ (V)	$Cd_{ov}\sqrt{C_w}$ (VI)
<b>Méthode de calcul</b>	mesurée (régression linéaire)	mesurée (régression linéaire)	calculée (Brundrett,1993 model )	Calculée à partir de (I) et (III)	mesurée (régression linéaire)	données de Fatnassi et (III) et (IV)
A	0.35	0.12	0.38	0.58	0.12	0.2
B	0.25	0.14	0.38	0.33	0.09	0.123
C	0.42	0.11	0.52	0.7	0.14	0.23

Les résultats du tableau 3.4 montrent clairement que la valeur du coefficient  $C_w$  dépend uniquement du design de la serre et qu'elle est supérieure dans notre cas à celle identifiée par Majdoubi et al.(2007) pour une serre canarienne de 11250m<sup>2</sup> de surface, et légèrement inférieure à celle identifiée par Fatnassi pour aussi une serre canarienne de ½ hectare de surface. La réduction de performance en ventilation de notre serre est donc due à la combinaison de l'effet du filet anti insectes et à l'orientation perpendiculairement à la direction du vent dominant des rangés de couvert végétal. La valeur du coefficient global de perte de charge  $C_{donv}$  est ainsi égal à 0,42 pour la serre de Fatnassi et à seulement 0, 35 pour la

nôtre. L'utilisation de filets avec des mailles plus fines sur les ouvrants d'aération de notre serre explique une grande partie de cette différence comme la montre la valeur du coefficient de perte de charge des deux types de filets :  $C_{dn} = 0,52$  pour la serre de Fatnassi et  $C_{dn} = 0,38$  pour la nôtre.

Un récapitulatif de l'influence de ces différentes pertes de charges, filet anti insectes, orientation des rangés du couvert végétal et ouvrant sans filets est représenté dans le Tableau (3.5).

Table 3. 5 : différentes paramètres de pertes de charges (ouvrant sans filets, filet anti insectes et orientation des rangés du couvert végétal

Parameters	Values
$Cd_o \sqrt{C_w}$	0,26
$Cd_n \sqrt{C_w}$	0,131
$Cd_v \sqrt{C_w}$	0,13
$Cd_{onv} \sqrt{C_w}$	0,09

D'après ces résultats, il est bien clair que dans notre serre :

Le filet anti insectes (20/10) réduit le taux de ventilation de la serre de 39% ;

- La position perpendiculaire à la direction du vent dominant des rangés du couvert végétal réduit le taux de ventilation de la serre de 52 % ;
- La combinaison des deux effets réduit le taux de ventilation de la serre de 63 %.

### II.3.3. Conclusion

Cette étude nous a permis de montrer que la méthode du bilan d'énergie, beaucoup plus simple à mettre en œuvre que celle des gaz traceur pour les grandes serres, est très appropriée, en conditions de production, à la détermination des performances en aération. Connaissant les conditions climatiques extérieures et les propriétés géométriques et physiques du système

serre, le modèle d'échange de chaleur entre l'air intérieur à la serre et les autres compartiments du système permet d'en déduire le taux d'aération. Ensuite, la mise en œuvre d'un modèle semi-déterministe d'aération basé sur le théorème de Bernoulli, autorise l'identification des coefficients d'efficience du vent sur la ventilation. Les résultats que nous avons acquis ainsi en régime permanent, confirment des observations faites par ailleurs que le taux de ventilation à une dépendance linéaire vis-à-vis de la vitesse du vent supérieure au seuil de 1,5m/s.

Globalement, la valeur trouvée du coefficient d'efficacité de ventilation lié au vent est inférieure (environ 0,09) à celle de serres multi chapelles de petite taille équipées d'ouvrants. Notre analyse montre que la réduction de la performance en ventilation de la serre étudiée par rapport aux autres serres est liée principalement à la diminution du coefficient de perte de charge  $C_d$  causée par l'utilisation de filets anti insectes avec des mailles fines (20/10) et à l'obstruction des rangées du couvert végétal à la circulation d'air.

Les calculs permettent d'estimer l'importance de ces deux effets et montrent que l'effet de l'orientation des rangés de végétation est du même ordre de grandeur que celui causé par l'utilisation du filet anti insectes (20/10). Cette conclusion est importante car, si l'obstruction de la végétation à la circulation de l'air a été suspectée pour expliquer la faible performance en ventilation de la serre, elle a été rarement identifiée précisément dans la littérature. En outre, une fois connue et estimé, cet effet défavorable peut être éliminé facilement ou réduit, en changeant l'orientation des rangés par rapport à la direction du vent dominant.

Sur un plan pratique, ces résultats peuvent être utilisés pour améliorer la climatisation des serres et notamment mieux estimer le taux d'aération nécessaire pour maintenir une température supportable pour la culture, surtout en période estivale. Ils permettent aussi de prédire les modifications climatiques causées par l'utilisation de filets anti insectes. Cela est particulièrement important pour des serres situées le long des côtes Atlantiques du Maroc où le refroidissement évaporatif est plutôt faible et où la performance en ventilation des serres doit être maximisée. Plus généralement, de telles informations peuvent aider à améliorer la structure et le contrôle du climat et de l'irrigation dans ce type de serres qui se développe rapidement en Afrique et dans le bassin Méditerranéen.

## **II.4-Prédiction de la température interne de la serre**

### **II.4.1. Modèle Physique**

A partir des résultats de la partie caractérisation, on étudie dans cette partie le comportement thermique de la serre étudiée ainsi que les modifications apportées par l'intervention de la ventilation sur le niveau de stabilisation de la température de l'air interne.

Afin d'étudier les variables, déterminant la température de l'air de la serre et décider au sujet des mesures nécessaires pour l'évaluation de celle-ci, un modèle simplifié est représenté par le climat au milieu de l'abri. À l'état d'équilibre, on peut considérer que le gain d'énergie solaire de la serre,  $R_n$  est divisé en deux parties :

- Une partie sous forme de chaleur sensible,  $q_s$ , qui sert à réchauffer l'air interne de la serre;

$$q_s = (1 - \alpha) R_n \quad (3.24)$$

- L'autre est sous forme de chaleur latente,  $q_l$ , qui représente le taux d'évapotranspiration de la culture.

$$q_l = \alpha R_n \quad (3.25)$$

Les pertes de chaleur sensible se composent principalement par:

- la perte par la convection des parois,  $\Phi_w$  qui peut être globalement exprimée par :

$$q_{si,w} = \left( \frac{A_c}{A_g} \right) K_w (T_i - T_o) \quad (3.26)$$

- la perte due à la ventilation,  $q_v$

$$q_v = K_v (T_i - T_o) \quad (3.27)$$

$$K_V = \rho C_P G \left( \frac{V}{A_g} \right) \quad (3.28)$$

Eq (1) devient:

$$R_n(1-\alpha) = \left( \frac{A_c}{A_g} \right) K_W (T_i - T_o) + \rho C_p \frac{V}{A_g} G (T_i - T_o) \quad (3.29)$$

En remplaçant le terme  $G/A_g$  par  $N_a$ , qui représente le taux de ventilation de la serre (en  $m^3 s^{-1} m^{-2}$ ) par rapport à la surface du sol de la serre.

$$R_n(1-\alpha) = \left( \frac{A_c}{A_g} \right) (a + bU)(T_i - T_o) + \rho C_p V N_a (T_i - T_o) \quad (3.30)$$

La température de l'air interne de la serre  $T_i$  peut être calculée par la relation suivante :

$$T_i = T_o + \frac{R_n(1-\alpha)}{\frac{A_c}{A_g}(a + bU) + \rho C_p V N_a} \quad (3.31)$$

Divisant le numérateur et le dénominateur de la deuxième partie d'Eq ((3.31) par le terme "a ( $A_c / A_g$ )" on obtient :

$$T_i = T_o + \frac{C_1 R_n}{1 + C_2 U + C_3 N_a} \quad (3.32)$$

Avec:

$$C_1 = \frac{A_g(1-\alpha)}{aA_c} \quad C_2 = \frac{b}{a} \quad \text{et} \quad C_3 = \frac{\rho C_p A_g}{aA_c}$$

Eq (3.32) est une version simplifiée du bilan de chaleur sensible de la serre qui doit être statistiquement calibré en utilisant la régression non linéaire pour la détermination des paramètres inconnus  $C_1$ ,  $C_2$  et  $C_3$ .

Les valeurs de ces constantes ont été statistiquement calculées, en appliquant l'Eq (3.32) sur un échantillon de 769 mesures et on a trouvé :  $C_1 = 0.06610 \pm 0.03$ ,  $C_2 = 0.0191 \pm 0.002$  et  $C_3 = 28.051 \pm 2$ , avec un coefficient de détermination  $R^2 = 0.91$ .

En conséquence, l'Eq (3.32) calibré explique 91% de la variabilité de la température de l'air interne, et la petite erreur observée sur les coefficients  $C_1$ ,  $C_2$  et  $C_3$  indique que les variables indépendantes: le rayonnement nets, la vitesse du vent et le taux de ventilation sont statistiquement considérés corrects en utilisant ce modèle.

Les résultats de simulation réalisés avec ce modèle pour la température de l'air sont présentés. Les paramètres du modèle ont été calculés en utilisant les données du mois de septembre 2009, et les prévisions ont été exécutées pour une période de validation de 7 jours du mois d'octobre de la même année. Les figures (3.21 et 3.22) montrent la comparaison entre les valeurs mesurées et calculées de la température interne.

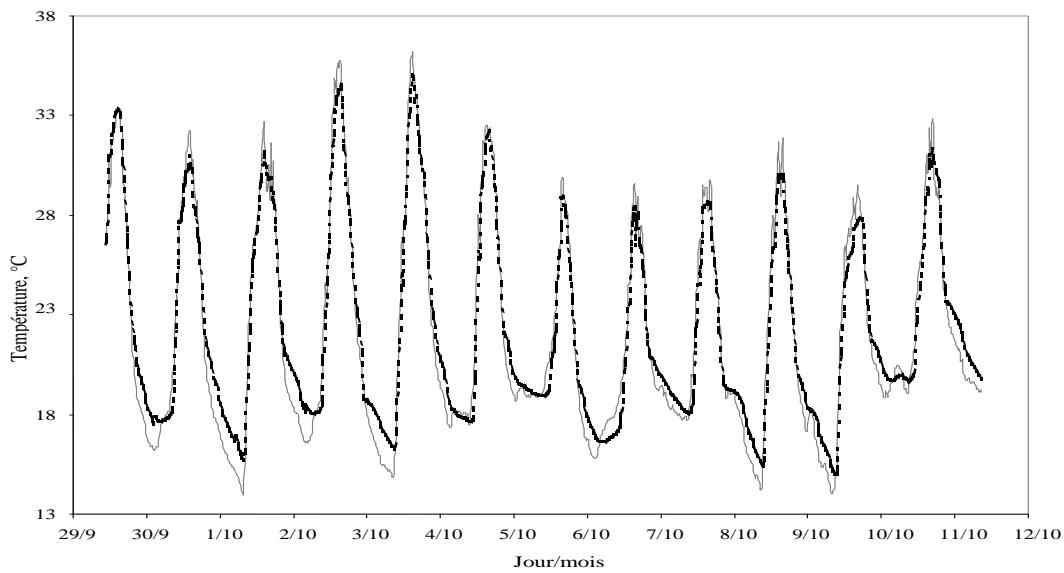


Figure 3. 20. Evolution des températures mesurées (—) et calculées (----) en fonction du temps du 29/09/2009 au 12/10/2009

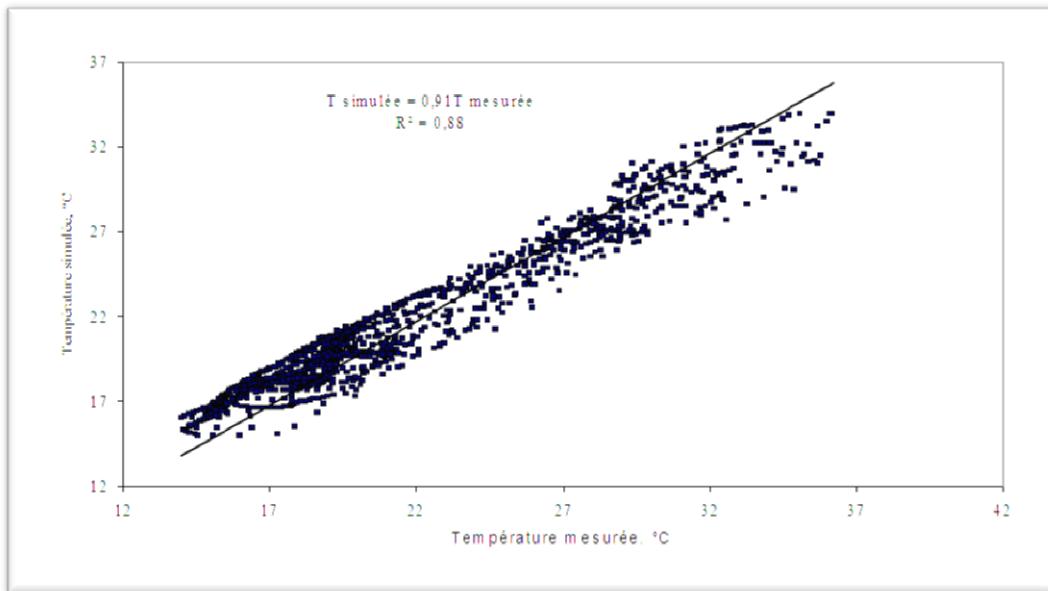


Figure 3. 21: Comparaison entre les valeurs simulées et mesurées de la température interne de la serre.

L'équation (3.32) peut être inversée et ensuite utilisée pour déterminer les besoins maximaux demandés pour ventiler la serre étudiée. Donc le maximum de ventilation demandé correspond aux sollicitations climatiques extérieures extrêmes, à savoir : le maximum de radiations en provenance du soleil sous un ciel clair et avec une vitesse du vent nulle.

Dans ces conditions, l'équation (3.32) peut être exprimée comme suite :

$$\Delta T = \frac{0.066 R_{n-\max}}{1 + 28.05 N_a} \quad (3.24)$$

A partir de cette équation, on peut écrire le taux de ventilation maximal dont a besoin la serre étudiée dans les conditions climatiques extrêmes comme suit :

$$N_a = \frac{1}{28} \left( \frac{0.066 R_{n-\max}}{\Delta T} - 1 \right) \quad (3.25)$$

En utilisant cette dernière équation, il est facile de calculer le maximum de ventilation dont on a besoin pour aérer une serre de grande portée équipée de filet anti insectes et ceci pour différentes valeurs de  $\Delta T$ . La figure (3.23) présente les variations du taux d'aération pour différentes valeurs de  $\Delta T$ .

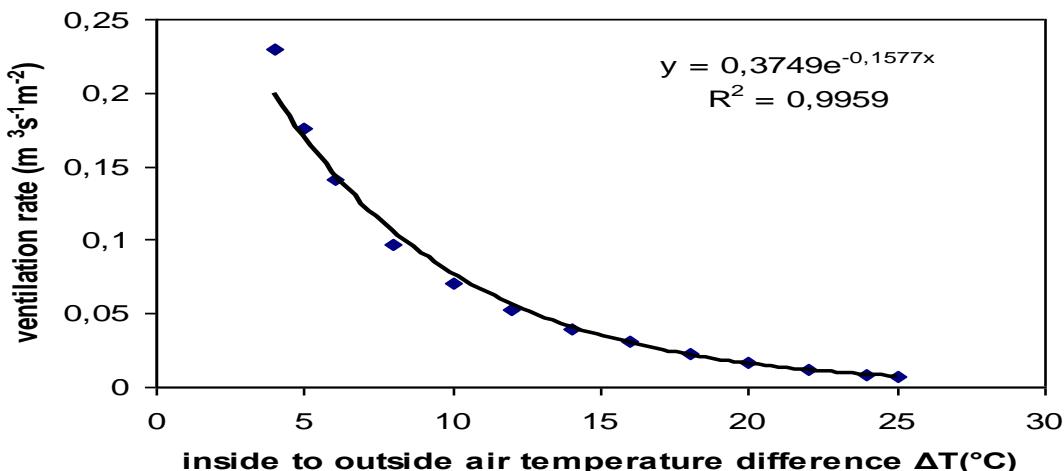


Figure 3. 22: variation du taux de ventilation en fonction de l'écart de température entre l'extérieur et l'intérieur.

## Conclusion

L'étude expérimentale du comportement thermique d'une serre plastique a permis de mettre en évidence par voie statistique, que les facteurs qui interviennent sur le déterminisme

de la température spontanée de l'air de la serre, en période diurne, sont le rayonnement solaire net, la vitesse du vent extérieur, la température extérieure et le taux de ventilation.

L'intervention de la ventilation peut devenir un facteur aussi important que le rayonnement solaire sur la réponse du système et limiter de façon spectaculaire l'échauffement de l'air de la serre par rapport à l'extérieur.

Le modèle empirique mis au point donne des estimations tout à fait satisfaisantes de la température de l'air de la serre et permet d'en déduire une formule de détermination du taux de renouvellement d'air nécessaire à maîtriser les échauffements de la serre, à partir des caractéristiques climatiques facilement accessibles.

#### **II.4.2. Modèle de réseaux de neurones**

Les réseaux de neurones ont été utilisés dans des domaines variés (reconnaissance de forme, Génie des procédés [Grondin et Perez 1994], Météorologie [Buffa, 1998] ; [ Marzban, 1996]) ... ils sont utilisables dans le cas de données bruitées, et permettent l'identification du système sur une large plage de fonctionnement.

Le réseau de neurones est constitué de fonctions linéaires ou non linéaires associées [G. Dreyfus], formant ainsi un réseau constitué de plusieurs couches (généralement deux couches, une que nous nommerons cachée, la seconde couche intègre la fonction de sortie). A chaque entrée de ces fonctions est associée une pondération déterminée à partir d'une phase d'apprentissage Figure (3.24).

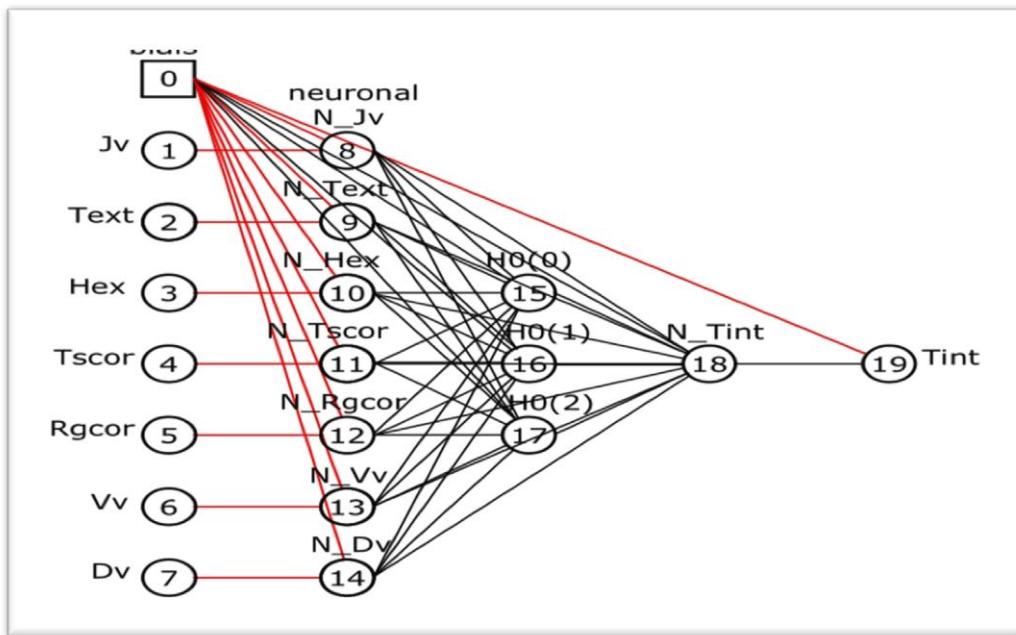


Figure 3. 23: Architecture du réseau de neurones adoptée dans cette étude

Modéliser une variable à partir d'un réseau de neurones inclut plusieurs phases :

- \* choix des variables d'entrées (qui seront pour nous les données horaires des paramètres climatiques).
- \* choix de la fonction d'activation et de l'architecture du réseau

$$s_j = \sum_{i=1}^n x_i w_{ij} + b_j \quad (3.26)$$

- \* choix de l'algorithme permettant de déterminer les différentes pondérations des connections. L'algorithme de Lievenberg Marquardt que nous utilisons est une méthode dérivée de l'approche Gauss Newton utilisée pour l'optimisation de l'erreur quadratique (entre la sortie mesurée et la sortie calculée).

### Application

A partir des variables de sollicitations déterminées dans la partie caractérisation, nous avons déterminé les entrées des neurones. On fixe par essais le nombre de neurones cachés nécessaires au modèle. L'évaluation du modèle est faite en fonction de deux critères :

- l'écart quadratique moyen calculé entre la sortie mesurée  $s(k)$  et la sortie calculée  $y(k)$ , pendant la phase d'apprentissage
- le pourcentage d'information P.I, calculé en fonction de la variance de la variable générée  $x$ , et le d'écart quadratique moyen, est parfois utilisé pour comparer les qualités du modèles sur des jeux de données différentes.

Pour la phase d'apprentissage, toutes les données sont normalisées entre 0,1 et 0,9 afin d'éviter les zones de saturation de la fonction sigmoïde.

Le réseau de neurones retenu est un réseau à 3 neurones cachés. Les résultats obtenus par cette méthode sont proches des données mesurées (voir figure 3.25, 3.26 et 3.27:). En moyenne l'erreur constatée est de l'ordre de 2°C en valeur absolue.

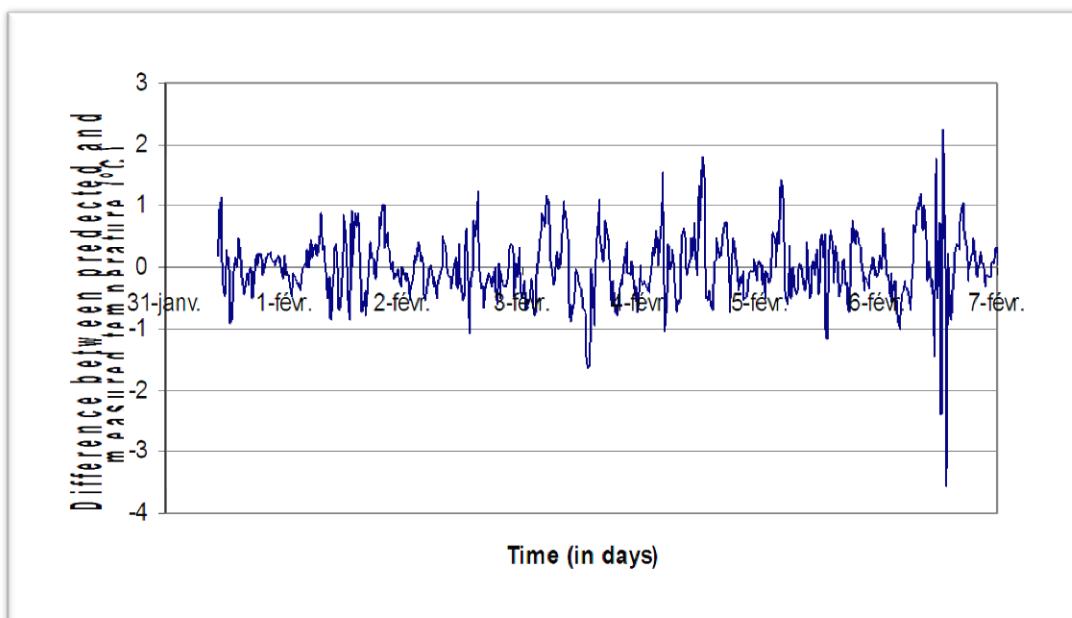


Figure 3. 24: Résidu calculé entre les valeurs mesurées et celles prédites par le réseau de neurones.

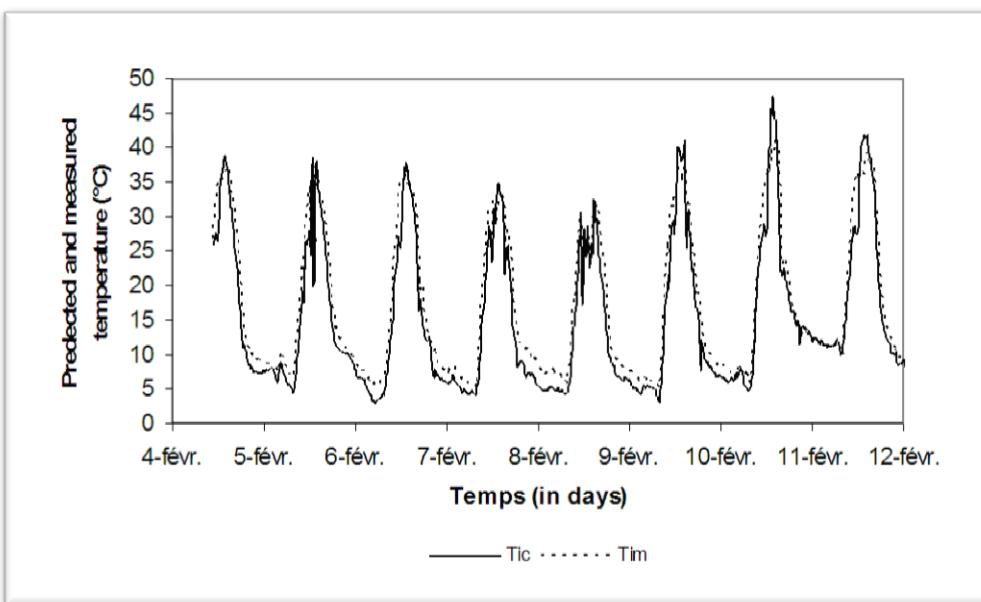


Figure 3. 25. Evolution des températures mesurées et calculées en fonction du temps du 29/09/2009 au 12/10/2009

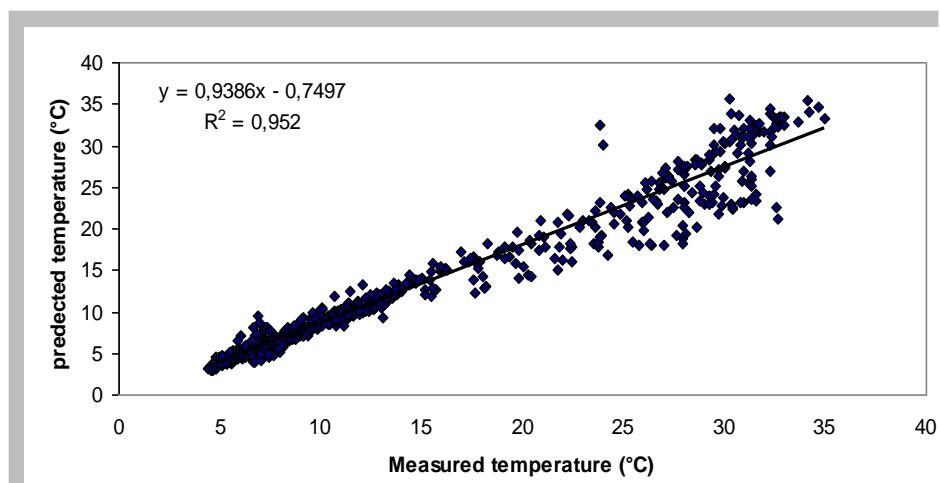


Figure 3. 26 : Comparaison entre les valeurs simulées et mesurées de la température interne de la serre.

### III. Conclusions

Cette étude a permis de montrer que la méthode du bilan d'énergie, qui est beaucoup plus simple à mettre en œuvre que celle des gaz traceurs pour des grandes serres, est mieux appropriée, en conditions de production, à la détermination des performances en aération des serres. Dans ce cas, connaissant les conditions climatiques extérieures et les propriétés géométriques et physiques du système serre, le modèle d'échange de chaleur entre l'air intérieur de la serre et les autres compartiments de l'agro-système permet d'en déduire le taux d'aération. Ensuite, la mise en œuvre d'un modèle semi-déterministe d'aération basé sur le théorème de Bernoulli, autorise l'identification d'un coefficient d'efficience du vent sur la ventilation. Par ailleurs les résultats acquis ainsi en régime permanent confirment des observations faites par ailleurs sur le fait que, contrairement à la théorie déduite du théorème de Bernoulli, le taux de ventilation dépend d'une façon non linéaire de la vitesse du vent, et que son efficience décroît lorsque la vitesse du vent augmente.

Par ailleurs, l'approche "système serre" qui considère celle-ci comme étant un système de production, constitué de différents composants physiques et biologiques qui échangent entre eux des flux d'énergie sensible et latente a été adoptée pour élaborer un modèle simple de prédiction de la température de l'air intérieur de la serre en tenant compte de l'aération. Il a ensuite été développé et validé par rapport à des températures sur un dispositif de serre de très grand volume abritant une culture de tomate et équipée de filet anti-insectes la préservant contre la mouche blanche (*Bemisia tabacci*), vecteur de virus des feuilles jaune de la tomate (Tomato Yellow Leaf Curl Virus). Les écarts maximums de prédiction du modèle, par rapport aux mesures, restent toujours très faibles, ce qui permet de valider l'approche retenue.

Il est aussi connu que la mise en place sur les ouvertures de filets à mailles très fines (anti-thrips et anti-aphids) destinés à contrôler l'invasion des insectes nuisibles (les thrips et les aphidiens), entraîne une diminution très importante de l'aération et une montée en température et en humidité sous abri en période estivale qui peut être très pénalisante pour les cultures. On peut donc utiliser, ce modèle pour prédire les modifications climatiques que l'utilisation de ces filets entraîne. Il démontre la nécessité d'accompagner l'utilisation des filets avec des systèmes de climatisation internes et des méthodes culturales visant, à maximiser la transpiration des plantes. Une autre possibilité est de réduire le rayonnement solaire incident en utilisant des filets d'ombrage ou en blanchissant la couverture de la serre (white reflective paintings) ou enfin d'augmenter la surface des ouvrants d'aération afin de maintenir des conditions climatiques plus favorables pour les cultures.

Finalement, un modèle de Réseau de neurones a été adapté pour prédire la température interne de la serre et ceci à partir d'un jeu de données climatique d'environ trois semaines et qui constitue la base d'apprentissage du réseau. Le modèle optimale et composé d'une couche cachée avec trois neurones et qui donne des résultats avec une erreur relative moyenne de 1,23°C. Les modèles se basant sur les réseaux de neurones sont puissants et facile d'utilisation pour simuler des phénomènes complexes avec une base de données colossale.

## CHAPITRE 4 : Modélisation de l'environnement thermique de la serre

### I. Modélisation numérique (CFD) du microclimat des serres

Les connaissances actuelles sur les écoulements de l'air et les champs thermiques et hydriques à l'intérieur des serres proviennent de trois sources : la simulation en soufflerie ou en tunnel hydraulique, les mesures sur sites et les simulations numériques.

Le développement des puissances des calculateurs a permis la mise en œuvre des codes de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) qui autorisent la prédition des champs internes de vitesse, de température et d'humidité et l'étude des performances en ventilation d'une serre après la résolution numérique des équations de Navier -Stockes et de l'équation de la chaleur dans le domaine de calcul considéré. Ces travaux ont surtout concerné dans un premier temps les serres ou les modèles réduits de serres dépourvus de protections anti-insectes (Mistriotis *et al.*, 1997; Lamrani, 1997; Haxaire, 1999; Boulard *et al.*, 1999; Boulard *et al.*, 2000; Boulard et Wang, 2000). Dans la majorité des études avec CFD, l'effet du rayonnement solaire et des radiations thermiques est pris en compte par imposition directement soit de températures imposées sur les surfaces des parois et du toit (Bartzanas *et al.*, 2002, Molina-Aiz *et al.*, 2004, Ould Khaoua *et al.*, 2006), soit des flux imposés au sein des limites physiques de la serre elle-même (Mistriotis *et al.*, 1997a ; Campen *et al.*, 2003 ; Fatnassi *et al.*, 2006). Tout cela au lieu d'imposer des conditions aux limites de type radiatives à l'intérieur des limites mêmes du domaine de calcul. Pour ce qui concerne les études traitant de la modélisation des champs dynamiques, hydriques et thermiques dans des serres de grande échelle équipées de filets anti insectes, elles sont relativement peu nombreuses. On peut citer cependant les travaux de Fatnassi (2001) qui a modélisé les champs dynamique, thermique et hydrique dans une serre canarienne d'un demi hectare équipée de filet anti insectes (*anti-bemisia*) du type (6/6) et ceux de Majdoubi (2009) concernant la simulation du microclimat interne d'une serre canarienne de 1,2 hectare.

#### I.1 Modèle physique

##### I.1.2. Position du problème et objectifs

Comme dans tout problème de convection, la modélisation consiste à déterminer en tout point et à tout instant les variables d'état représentatives de l'écoulement :

- la pression  $P$
- la masse volumique  $\rho$
- le vecteur de vitesse  $\vec{U}$
- la température  $T$
- Accessoirement la concentration en gaz ou aérosols quelconques (vapeur d'eau, CO<sub>2</sub>) transportés par le fluide en mouvement

Ces grandeurs caractéristiques du système permettent également d'évaluer les transferts de chaleur et de masse entre l'air intérieur et toutes les surfaces qu'il baigne: le sol, les parois, le toit, le couvert végétal, les émetteurs de chaleur ainsi que les systèmes divers comme les écrans d'ombrage ou thermiques.

### I.1.3. Equations aux dérivées partielles du mouvement

A tout instant, les champs de vitesse  $U$  et de température  $T$  à l'intérieur de la serre peuvent être calculés par la résolution des équations de bilan de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Ces bilans sont obtenus en appliquant le principe de conservation de la masse, la relation fondamentale de la dynamique et le premier principe de la thermodynamique, à une parcelle de fluide.

### I.1.4. Equation de conservation de la masse

Le principe de conservation de la masse permet d'établir une relation entre certaines caractéristiques du fluide et ses mouvements, indépendamment des causes qui les provoquent. Il se traduit par l'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial} \rho + \operatorname{div}(\rho \vec{U}) = 0 \quad (4.1)$$

En coordonnées cartésiennes (4.9) devient :

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial} \rho + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \\ & \text{où :} \\ & \frac{\partial}{\partial} \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

où  $u_i$  représente les composantes du vecteur vitesse.

### I.1.5. Equations de quantité de mouvement

Pour un fluide en mouvement, la dérivée par rapport au temps du torseur des quantités de mouvement est égale au torseur des forces extérieures appliquées au domaine D (forces de volume  $\rho\vec{F}$  et forces de surface  $\vec{T}$ ) :

$$\frac{d}{dt}(\rho\vec{U})_D = \underbrace{[\rho\vec{F}]_D + [\vec{T}]_S}_{[\vec{F}_{ex}]} \quad (4.3)$$

Ainsi, on a :

$$\frac{d}{dt}(\rho u_i) = \rho F_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \sigma_{ij} \quad (4.4)$$

Dans le cas des fluides newtoniens, les contraintes  $\sigma_{ij}$  sont des fonctions linéaires des taux de déformation du milieu :

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (4.5)$$

où :

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i=j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases}$$

est le symbole de Kronecker.

$P$  est la pression statique et  $\tau_{ij}$  est le tenseur des contraintes visqueuses. Elle est donnée, pour le cas d'un fluide visqueux, par la relation :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \eta \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4.6)$$

$\mu$  et  $\eta$  sont respectivement la viscosité de cisaillement et la viscosité de dilatation. Ces deux paramètres caractérisent les propriétés visqueuses des fluides (ou les frottements internes). Ce qui conduit aux trois équations dynamiques, en remplaçant dans (4.4) les composantes de  $\sigma_{ij}$  :

$$\frac{d}{dt}(\rho u_i) = \rho F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \Delta u_i + (\mu + \eta) \frac{\partial}{\partial x_i} (div(\vec{U})) \quad (4.7)$$

Les équations (4.7) sont les projections sur les axes cartésiens de l'équation vectorielle de Lamb :

$$\frac{d}{dt}(\rho \vec{U}) = \rho \vec{F} - \vec{grad} P + \mu \Delta \vec{U} + (\mu + \eta) \vec{grad}(div(\vec{U})) \quad (4.8)$$

### I.1.6. Equation de conservation de l'énergie

En appliquant la conservation de l'énergie (1er principe de la thermodynamique) sur un élément de volume, on obtient l'équation générale de la chaleur:

$$\frac{d}{dt}(\rho c_p T) = \Delta(\lambda T) + \beta T \frac{dP}{dt} + \mu \Phi + q \quad (4.9)$$

Où:

$$\Phi = \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (4.10)$$

est la fonction de dissipation visqueuse ;  $q$  est la production interne de chaleur de fluide ;  $\beta T \frac{dP}{dt}$  est la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité ;  $\lambda$  est la conductivité thermique du fluide et  $c_p$  est sa chaleur spécifique à pression constante.

### I.1.7. Hypothèses et approximations simplificatrices

La résolution de ce système complet d'équations non linéaires et fortement couplées nécessite des hypothèses simplificatrices :

- le fluide est considéré comme incompressible  $div(\vec{U}) = 0$ .
- le fluide est visqueux et newtonien.
- les vitesses mises en jeu dans les écoulements étant faibles, on néglige la dissipation visqueuse dans l'équation de l'énergie.
- on ne prend pas en compte la production interne de chaleur si le fluide ne subit pas de changement de phase.

- le fluide est parfaitement transparent et les échanges par rayonnement au sein du fluide ne sont pas pris en compte.
- on considère que les propriétés thermo- physiques du fluide sont indépendantes de la température.
- une analyse d'ordres de grandeurs permet de comparer l'importance relative de chaque terme des équations de base. Elle montre que la puissance d'échauffement par compression du fluide  $\beta T \frac{dP}{dt}$  est négligeable en raison des faibles vitesses mises en jeu.

Dans un certain nombre de situations, l'hypothèse d'un fluide incompressible n'est pas justifiée et il faut prendre en compte les très faibles variations de densité produites par un gradient de température ou de pression. Dans le cas de la convection naturelle, les écoulements dans les serres sont la résultante des variations de masse volumique dues aux gradients de température au sein même du fluide. On suppose que les vitesses sont suffisamment faibles pour que les variations de la masse volumique produites par les variations de pression soient négligeables. Cette hypothèse est valable pour la quasi-totalité des liquides (comme l'eau) et pour les gaz. Ainsi, tant que la vitesse de l'air n'atteint pas 100  $m.s^{-1}$ , la masse volumique peut être considérée comme étant indépendante de la pression (Schlichting, 1979). Il existe par conséquent un couplage entre l'équation d'énergie (4.9) et l'équation de quantité de mouvement (4.8).

#### **Prise en compte des forces de flottabilité**

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

La force par unité de masse  $f$ , s'exerçant sur la particule,  $f = \frac{F}{\rho\Delta\tau} = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho} g$

Qui peut encore s'écrire, si  $\rho_\infty - \rho \ll \rho_\infty$  :  $f = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho_\infty} g$

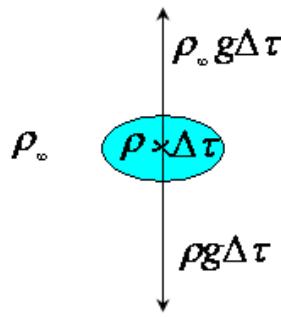


Figure 4. 1: Forces s'exerçant sur une particule fluide en convection libre

Ainsi, en prenant un état thermodynamique de référence ( $\rho_\infty, T_\infty$ ), la masse volumique devient, en se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_\infty(1 - \beta(T - T_\infty)) \quad (4.11)$$

Le terme de l'équation  $\beta$  est le coefficient d'expansion volumique de l'air à pression constante, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_\infty} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P$$

Compte tenu de cette approximation (appelée approximation de Boussinesq), on peut exprimer la force volumique  $\rho \vec{F}$ , moteur de la convection naturelle intervenant dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement (4.8) :

$$\rho \vec{F} = \bar{g} \beta (T - T_\infty) \quad (4.12)$$

On admet que dans les autres termes des équations de conservation (4.8) et (4.9), la masse volumique  $\rho$  peut être considérée comme constante (approximation de Boussinesq (Gray et Giorgini, 1976).

### I.1.8. Système d'équations retenu

Tenant compte des hypothèses et des approximations décrites précédemment, on aboutit au système d'équations décrivant l'écoulement de l'air dans la serre, dites équations de Navier-Stockes :

Équation de continuité :

$$\operatorname{div}(\vec{U}) = 0 \quad (4.13)$$

Equation de conservation de la quantité du mouvement :

$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} U = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \nu \Delta \vec{U} \quad (4.14)$$

Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} T = \Gamma \Delta T + \frac{q}{\rho C_p} \quad (4.15)$$

Avec,  $\Gamma = \frac{\lambda}{\rho c_p}$  diffusivité moléculaire de la chaleur.

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{div}(\vec{U}) = 0 \\ \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} U = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \nu \Delta \vec{U} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} T = \Gamma \Delta T + \frac{q}{\rho C_p} \end{array} \right\} \quad (4.16)$$

### I.1.2. Modélisation de la turbulence

Même s'il s'avère que les équations présentées précédemment restent représentatives des mouvements instantanés en régime turbulent, les moyens de calcul actuels ainsi que les modes de présentation (en effet, comment présenter un résultat tridimensionnel instantané sur un support bidimensionnel, papier ou écran, figé) des résultats ne permettent pas encore une simulation directe de la turbulence. Le mode de résolution discret utilisé pose aussi un problème majeur: il est impossible de simuler des tourbillons dont la taille est inférieure à une ou quelques mailles. Pour ces raisons, on est donc amené à emprunter une approche statistique de la turbulence.

Devant la grande complexité de la turbulence, on a souvent recours aux techniques numériques capables de résoudre les équations de Navier-Stokes en présence de la turbulence. Parmi ces techniques, issues de la mécanique des fluides numériques (Computational Fluids Dynamics, CFD), on distingue :

- la simulation directe,

- la simulation des grandes échelles,
- l'approche statistique.

### I.1.2.1. Approche statistique: les tenseurs de Reynolds

L'analyse et la modélisation des phénomènes turbulents reposent principalement sur la décomposition de l'écoulement en un champ moyen et un champ fluctuant autour de ce champ moyen : c'est la décomposition de Reynolds. Le champ de vitesse  $\vec{U}$  sera ainsi décrit de la façon suivante :

$$\vec{U}(t) = \bar{\vec{U}} + \vec{u}'(t) \quad (4.17)$$

Avec

$\bar{\vec{U}}$ , moyenne dans le temps du vecteur vitesse,

$\vec{u}'(t)$ , vitesse fluctuante à moyenne nulle, soit :  $\overline{\vec{u}'(t)} = 0$

Pour la suite, et notamment dans cette section, on utilisera la notation tensorielle dans un repère cartésien direct normé  $(O, \vec{x}_1, \vec{x}_2, \vec{x}_3)$  dans lequel  $\vec{U} = u_1 \vec{e}_1 + u_2 \vec{e}_2 + u_3 \vec{e}_3$ . Cette notation plus compacte que la notation vectorielle présente cependant l'inconvénient d'être moins immédiate et donc moins claire. Avec cette notation l'équation (4.17) devient:

$$\vec{U}(t) = u_i(t) = \bar{u}_i + u'_i(t) \quad (4.18)$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{u_i u_j} = \overline{(\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)} = \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j} \\ \overline{u_i T} = \overline{(\bar{u}_i + u'_i)(T + T')} = \bar{u}_i \bar{T} + \overline{u'_i T'} \end{array} \right\} \quad (4.19)$$

Ainsi en injectant l'équation (4.18) dans les équations du système (4.16), et en utilisant les relations précédentes, on obtient les équations de Reynolds dans lesquelles apparaît le tenseur de Reynolds  $R_{ij} = \overline{u'_i u'_j}$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \bar{u}_i \bar{u}_j^i \right] + F_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{u}_i \bar{T}^i \right) + \frac{q}{\rho C_p} \end{array} \right\} \quad (4.20)$$

La force volumique  $F_i$  qui intervient dans ce système d'équations établi pour la turbulence s'écrit aussi :

$$F_i = -\bar{\rho} \bar{u}_3 g \delta_{i3} \quad (4.21)$$

La variation de masse volumique affecte les équations de conservation introduites pour la turbulence seulement si les fluctuations de la masse volumique  $\rho$  sont corrélées avec les fluctuations de la composante verticale du champ de vitesse  $\bar{u}_3$ . Pratiquement, elle est difficile à mesurer dans l'atmosphère. Ainsi, nous utiliserons les fluctuations de la température qui sont accessibles par des mesures directes. Pour calculer  $F_i$ , on utilise les relations de Boussinesq avec  $\rho' = -\beta \bar{\rho} T'$ . Dans le cas où les fluctuations de la température sont petites, on peut écrire :

$$\rho' \approx \frac{\bar{\rho}}{\bar{T}} T' \quad (4.22)$$

Soit

$$F_i = \frac{g \delta_{i3}}{\bar{T}} \bar{\rho} \bar{u}_3 T' \quad (4.23)$$

### I.1.2.2 Modèles de viscosité turbulente.

La plupart des modèles de turbulence utilisés à l'heure actuelle font appel au concept de viscosité turbulente qui a été initialement proposé par Boussinesq. La viscosité turbulente est

introduite par analogie avec la viscosité laminaire. Les équations de conservation sont établies en s'appuyant sur les relations de Boussinesq suivantes :

$$\overline{\dot{u}_i \dot{u}_j} = -\bar{u}_i \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \bar{u}_i \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (4.24)$$

$$\overline{\dot{u}_i T'} = -a_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = -\frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad (4.25)$$

Où  $k$  est l'énergie cinétique turbulente,  $v_t$  la viscosité,  $a_t$  la diffusivité turbulente et  $\delta_{ij}$  le nombre de Kronecker.

$$k = \frac{1}{2} \overline{\dot{u}_i \dot{u}_i} = \frac{1}{2} \left( \overline{\dot{u}_1^2} + \overline{\dot{u}_2^2} + \overline{\dot{u}_3^2} \right) \quad (4.26)$$

Le premier terme de l'équation (4. 24) joue le rôle d'un gradient de pression turbulent. Le terme  $\frac{2}{3} v_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$  tient compte de la dilatation volumique du fluide, il est nul pour un fluide considéré incompressible.

En règle générale, on admet que le nombre de Prandtl  $Pr = 1$ . Le problème se résume alors à la détermination de la viscosité turbulente.

### I.1.2.3. Modèles à zéro équation

Ce sont les plus simples des modèles de turbulences dans la mesure où aucune équation complémentaire n'est introduite. Le modèle de ce type le plus utilisé est basé sur l'hypothèse de Prandtl en 1925, qui suppose que la viscosité turbulente est liée au gradient de vitesse moyen par l'intermédiaire de la relation :

$$v_t = C_\mu l_m^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial \vec{n}} \quad (4.27)$$

Où  $C_\mu$  est une constante déterminée empiriquement et  $\vec{n}$  est le vecteur unitaire normal à la paroi. La longueur de mélange,  $l_m$  est déterminée de façon empirique. Dans le cas des

couches limites turbulentes il faut utiliser au voisinage de la paroi, une longueur de mélange proportionnelle à la distance  $x$  à la paroi:  $l_m = kx$ , où  $k \approx 0,41$  est la constante de Von Karman. Le choix de la longueur de mélange  $l_m$  dépend du type d'écoulement envisagé et, de ce fait, les modèles de turbulence basés sur cette notion ont un faible degré de généralité. De plus, les effets de transport de la turbulence ne sont pas pris en compte.

#### I.1.2.4 Modèles à une équation

Ils permettent de s'affranchir en partie des limitations de l'hypothèse de la longueur de mélange. Ils utilisent la résolution d'une équation de transport de l'énergie cinétique turbulente  $k$  définie dans l'équation (4.26) et modélisée par l'intermédiaire d'une échelle de longueur  $l$ , déterminée selon la nature de l'écoulement par :

$$v_t = C_\mu l \sqrt{k} \quad (4.28)$$

L'énergie cinétique de la turbulence qui apparaît dans cette expression va être déterminée à l'aide d'une équation de transport. Cette équation, établie en appliquant la décomposition de Reynolds et en moyennant l'équation de conservation de la quantité de mouvement fluctuante (4.14)

$$\underbrace{\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j}}_A = \underbrace{\nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2}}_B - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{u}_j \frac{\bar{u}_i \bar{u}_i}{2} \right)}_C - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{u}_j \frac{\bar{p}}{\rho} \right)}_D - \underbrace{\bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}}_E - \underbrace{\nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)}_{\epsilon} + S_{k,p} \quad (4.29)$$

avec :

A : dérivée particulaire (dérivée temporelle et transport convectif)

B : diffusion moléculaire,

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

D : diffusion turbulente due aux fluctuations de pression,

E : production d'énergie cinétique turbulente par les taux de déformation de l'écoulement,

$\epsilon$  : dissipation d'énergie cinétique turbulente.

$S_{k,p}$  : production d'énergie cinétique turbulente due à l'action des forces extérieures

Pour utiliser l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente  $k$ , il faut modéliser les termes  $(C+D)$  et  $\varepsilon$  du second membre. Le terme  $(C+D)$  a la forme de la divergence d'un flux. On exprime alors ce terme de flux comme un terme de diffusion, soit :

$$C+D = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.30)$$

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

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{u_i u_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,p} \quad (4.31)$$

Cette équation utilisée permet la détermination de  $v_t$

Pour fermer ce modèle à une équation, on suppose que  $\varepsilon$  et  $k$  sont corrélés selon la relation :

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.32)$$

Où  $C_D$  est une constante empirique et  $l$  une longueur caractéristique de la turbulence. Les constantes empiriques utilisées couramment sont présentées dans le tableau suivant :

Table 4. 1: *Les constantes du modèle à une équation*

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

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

### I.1.2.5 Modèles à deux équations

Cette classe de modèles est la plus utilisée actuellement. Dans le but de s'affranchir de la nécessité de spécifier une grandeur géométrique caractéristique de la turbulence, une seconde équation est introduite. Cette équation doit permettre de résoudre l'incertitude sur  $l$  présentée ci avant. En fait, toute variable combinant  $l$  et  $k$  de la forme  $Z = l^m k^n$  est adaptée à la description de la turbulence. Différents modèles de ce type ont été ainsi mis au point et testés. Parmi tous ceux-ci, le modèle  $k - \varepsilon$  est de loin le plus répandu. En effet, il ne nécessite pas l'introduction de terme source supplémentaire et il présente l'avantage d'utiliser la variable  $\varepsilon$  qui apparaît explicitement dans l'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente.

Le modèle  $k - \varepsilon$ , établi par Launder et Spalding (1974), reprend l'équation turbulente est exprimée par la relation de Prandtl-Kolmogorov :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.33)$$

La deuxième équation est celle de conservation du taux de dissipation de l'énergie turbulente ( $\varepsilon$ ). L'équation de bilan pour  $\varepsilon$  peut être tirée des équations de Navier – Stockes (système 4.20). Cette équation fait intervenir des corrélations doubles des vitesses et de leurs gradients. La modélisation de ces termes est relativement complexe et nécessite un grand nombre d'hypothèses. L'équation de transport de la dissipation s'écrit finalement :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ C_{1\varepsilon} \left( - \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \varepsilon \right] + S_{\varepsilon,p} \quad (4.34)$$

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

$$-\frac{\varepsilon}{k} C_1 \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (4.35)$$

Conduit à une augmentation de la dissipation, alors que le terme de destruction fait diminuer cette quantité. Le terme  $S_{\varepsilon,p}$  représente la production de dissipation due à l'action des forces extérieures. Les cinq constantes empiriques du modèle  $k - \varepsilon$  prennent les valeurs présentées dans le tableau suivant, qui constituent le modèle  $k - \varepsilon$  standard.

Table 4. 2: Les constantes usuelles du modèle,  $k - \varepsilon$  standard.

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1.44	1.92	0.09	1	1.3

Ces valeurs ont été ajustées pour des écoulements turbulents libres. Diverses modifications des équations de transport de  $k$  et  $\varepsilon$  permettent le calcul d'écoulements dont le nombre de Reynolds est faible. Ces améliorations sont particulièrement utiles dans des calculs de couche limite turbulente.

Bien que le modèle  $k-\varepsilon$  soit couramment utilisé dans un grand nombre d'applications (implémentation dans des codes de calculs commerciaux), il ne donne pas une réponse définitive au problème de modélisation de la turbulence. D'autres modèles basés sur le modèle  $k-\varepsilon$  ont été développés

#### Fermeture du système avec le modèle $k-\varepsilon$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ v \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \bar{u}_i \bar{u}_j \right] + F_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{u}_i \bar{T}' \right) + \frac{q}{\rho \cdot Cp} \\ v_t &= C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,p} \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ C_{1\varepsilon} \left( -\bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \varepsilon \right] + S_{\varepsilon,p} \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

### Le modèle $k-\varepsilon$ RNG

Le modèle  $k-\varepsilon$  RNG est basé sur les équations de Navier –Stockes, il diffère du modèle  $k-\varepsilon$  standard par la modification de l'équation du taux de dissipation turbulente et des valeurs des constantes.

L'équation du taux de dissipation s'écrit finalement :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ C_{1\varepsilon} \left( - \overline{u_i u_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \varepsilon \right] + S_{\varepsilon, p} + R \quad (4.37)$$

$$\text{avec } R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad \text{et} \quad \eta = \frac{Sk}{\varepsilon}$$

avec  $S$  étant le taux moyen de tenseur de contrainte.

Les

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad \text{et} \quad S_{ij} = \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Les valeurs des constantes usuelles du modèle,  $k-\varepsilon$  RNG sont données dans le tableau (4,3).

Table 4. 3: Les constantes usuelles du modèle,  $k-\varepsilon$  RNG.

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$\beta$	$\eta_0$
1.42	1.68	0.09	0.7179	0.7179	0.012	4.38

**Fermeture du système avec modèle  $k-\varepsilon$  RNG**

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \bar{u}_i \bar{u}_j \right] + F_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{u}_i \bar{T} \right) + \frac{q}{\rho \cdot Cp} \\ \nu_t &= C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,p} \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ C_{1\varepsilon} \left( - \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \varepsilon \right] + S_{\varepsilon,p} + R \end{aligned} \right\} \quad (4.38)$$

**Le modèle  $k-\varepsilon$  Réalisable**

Le modèle  $k-\varepsilon$  Réalisable est relativement récent, il diffère en trois points majeurs du modèle standard  $k-\varepsilon$  :

- au niveau de l'équation du taux de dissipation turbulente,
- au niveau des valeurs des constantes,
- et dans la formule de la viscosité turbulente,  $C_\mu$  n'est plus une constante,

L'équation du taux de dissipation s'écrit finalement :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} S_{\varepsilon,p} + C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_1 S \varepsilon \quad (4.39)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$$

$$\text{Avec } \eta = \frac{Sk}{\varepsilon}$$

Les valeurs des constantes usuelles du modèle, k- $\varepsilon$  Réalisable sont données dans le tableau (4.4).

Table 4. 4: Les constantes usuelles du modèle, k- $\varepsilon$  Réalisable.

$C_{1\varepsilon}$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1.44	1.9	1	1.2

La formule de la variable  $C_\mu$  de la viscosité turbulente devient :

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{U^* k}{\varepsilon}} \quad (4.40)$$

$$\text{Avec } A_0 = 4.04, A_S = \sqrt{6} \cos \left[ \frac{1}{3} \arccos \left( \sqrt{6} \frac{S_{ij} S_{ik} S_{kj}}{\tilde{S}} \right) \right] \text{ et } \tilde{S} = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}}$$

#### Fermeture du système avec modèle k- $\varepsilon$ Réalisable

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ v \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \bar{u}_i \bar{u}_j \right] + F_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{u}_i \bar{T} \right) + \frac{q}{\rho \cdot Cp} \\ v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,p} \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} S_{\varepsilon,p} + C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_1 S \varepsilon \end{array} \right\} \quad (4.41)$$

### I.1.3. Ecoulement dans les milieux poreux

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

$$\frac{\partial P}{\partial x_i} = -\frac{\mu}{K} U_i \quad (4.42)$$

Le coefficient  $K$  est indépendant de la nature du fluide et dépend uniquement du milieu poreux. Il est appelé perméabilité intrinsèque du milieu. La loi de Darcy a été vérifiée au cours de nombreuses expérimentations. Cependant, son domaine d'application suppose que la vitesse soit suffisamment faible ; c'est-à-dire que le nombre de Reynolds ( $R_e$ ) de l'écoulement, basé sur la taille typique d'un pore, soit inférieur à 1. Dans ce cas, la résistance due aux frottements est prépondérante par rapport à la résistance due aux changements de direction. Ensuite quand  $R_e > 10$ , le gradient de pression dépend à la fois de la vitesse et du carré de la vitesse. Ceci sans que l'écoulement au sein des pores soit devenu turbulent, mais parce que la résistance à l'écoulement due aux frottements est comparable à la résistance due à la forme des pores qui induisent des changements de direction de l'écoulement. Il faut alors généraliser l'équation de Darcy en la complétant par un terme qui dépend du carré de la vitesse

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K} \vec{U} - \frac{C_F}{\sqrt{K}} \rho \|\vec{U}\| \vec{U} \quad (4.43)$$

Dans cette équation, connue sous le nom d'équation de Forchheimer,  $C_F$  est un coefficient adimensionnel qui dépend de la nature du milieu poreux et que l'on nomme coefficient de perte de charge non linéaire.

### I.1.4. Modélisation des écoulements dans les couverts végétaux

#### I.1.4.1. Influence dynamique de la végétation

Si le modèle milieu poreux traditionnel, développé par Darcy et complété par Forchheimer (Kaviani, 1995) a été initialement introduit dans le but de décrire des écoulements dans des

milieux de forte densité et de faible perméabilité, il peut également être utilisé pour modéliser la présence de végétation, qui est pourtant un milieu à forte perméabilité (Bruse, 1998).

#### I.1.4.2. Evapotranspiration des couverts végétaux

Les échanges de vapeur d'eau des couverts végétaux dépendent en premier lieu de l'humidité de l'air atmosphérique. De nombreuses études ont été entreprises sur l'évapotranspiration de la tomate de serre (Stanghellini, 1987 ; Jollet, 1988 ; Boulard et al., 1991 ; Papadakis et al., 1994) et de la rose de serre (Baille et al., 1991). Des modèles statistiques ont été développés pour ces espèces (Boulard et al., 1991 ; Baille et al., 1994), afin de relier la transpiration du couvert végétal aux paramètres climatiques les plus influents, à savoir le rayonnement solaire et le déficit de saturation de l'air (écart entre la tension de vapeur saturante à la température de l'air et la tension de vapeur actuelle) ou la température d'air.

La transpiration est sous forme stomatique et cuticulaire (négligeable devant la transpiration stomatique). Sous l'action de la lumière, les stomates s'ouvrent et la transpiration stomatique s'active et constitue la voie la plus importante de déperdition hydrique de la plante.

Les modèles physiques actuels supposent que le transfert de vapeur d'eau entre la plante et l'atmosphère obéit à une loi classique de diffusion. Le flux de vapeur d'eau est proportionnel au gradient de concentration de vapeur d'eau entre la surface des feuilles et l'air ambiant. La résistance totale du couvert végétal ( $r_t$ ) aux transferts convectifs est alors modélisée par l'association en série de deux résistances :

$$E = \frac{\Delta w}{r_t} \quad (4.44)$$

$\Delta w$  étant la différence du contenu en eau entre la surface végétale (feuille) et l'atmosphère, E est la quantité d'eau évaporée et  $r_t$  ( $s m^{-1}$ ) est la résistance totale au transfert d'eau. Cette dernière dépend :

des caractéristiques aérodynamiques de la surface (forme, rugosité) ;

des caractéristiques physiologiques de la plante.

Sur la figure 4.2 (Monteith, 1965; Stanghellini, 1987) sont représentées à l'échelle d'une feuille, les différentes résistances rencontrées par la vapeur d'eau dans son parcours feuille

atmosphère. On observe que la résistance totale au transfert d'eau  $r_t$  représente la somme de deux types de résistances en série:

- une résistance extérieure aérodynamique  $r_a$  ;
- une résistance interne ou physiologique (stomatique)  $r_s$ .

$$r_t = r_a + r_s \quad (4.45)$$

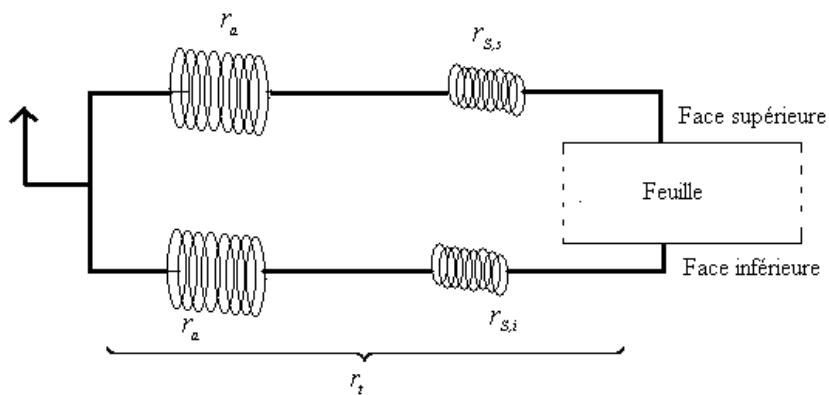


Figure 4. 2: Représentation schématique des résistances au transfert de vapeur d'eau entre la feuille et l'air

#### a- Les modèles existants sur la transpiration de la culture de tomate sous serre

La modélisation de la transpiration de la culture sous serre a surtout fait l'objet de recherches depuis les années 50 (Penman, 1948). Par la suite, une série d'études se succèdent (Stanhill *et al.*, 1973 ; Stanghellini, 1987), qui visent à mettre au point des modèles opérationnels de transpiration utilisés dans le contrôle de l'irrigation (Boulard et Jemaa, 1993), de l'hygrométrie sous serre et de la transpiration de la culture (Jolliet *et al.*, 1994).

Plus récemment Boulard et Wang (2000) ont simulé la transpiration d'une culture de tomate sous serre en fonction des conditions climatiques extérieures.

L'étude de la transpiration par Penman (1948) et Monteith (1973), fondée sur l'équation du bilan d'énergie, a abouti au modèle de Penman-Monteith qui a l'avantage de considérer la physiologie de la plante par l'intermédiaire de la résistance stomatique. Ce modèle a par la suite été largement étudié et utilisé.

Penman et Monteith ont supposé que le transfert de vapeur d'eau entre la plante et l'atmosphère obéit à la loi de diffusion de Fick. Celle-ci établit que ce flux de chaleur,

équivalent au flux de vapeur d'eau ( $LE$ ) est proportionnel à la différence de concentration en vapeur d'eau entre l'intérieur des feuilles  $w_f^*$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ) et l'air  $w_a$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ) :

$$LE = L_e^{\frac{1}{3}} \cdot L_v \frac{(w_f^* - w_a)}{r_t} \quad (4.46)$$

$L_e$  est le nombre de Lewis ;

$w_f^*$  est le contenu en eau à saturation à la température de la feuille. Il est lié à la température  $T$  par une fonction non linéaire (généralement approchée par une courbe exponentielle de type (List, 1971) :

$$w^*(T) = \frac{1000}{R_w T} \exp \left[ 52,58 - \frac{6790,5}{T} - 5,028 \ln(T) \right] \quad (4.47)$$

#### b- La résistance aérodynamique

Dans les limites des variations climatiques usuelles rencontrées sous serre, les variations des caractéristiques de l'air humide influencent assez peu la valeur de la résistance aérodynamique. Au contraire, la vitesse de l'écoulement a une influence majeure sur cette résistance. Nous nous placerons dans des conditions pour lesquelles la convection forcée est largement prépondérante par rapport à la convection naturelle et nous utiliserons une corrélation empirique simple qui décrit l'échange en fonction du seul nombre de Reynolds.

La résistance aérodynamique peut être calculée en utilisant le groupe des nombres adimensionnels. En effet, l'équation du flux de chaleur sensible échangé entre la feuille et l'air de la serre s'écrit en fonction de la résistance aérodynamique sous la forme suivante:

$$q_s = \rho c_p \frac{(T_v - T_a)}{r_a} \quad (4.48)$$

Avec  $r_a$  résistance aérodynamique entre l'air et la surface de la feuille ( $\text{s m}^{-1}$ ).

En fonction du coefficient de transfert thermique  $h_s$ , le flux de chaleur sensible est défini par:

$$q_s = h_s (T_v - T_a) \quad (4.49)$$

Où  $h_S$  est défini en fonction du nombre de Nusselt par la relation (Monteith, 1973) :

$$h_S = \frac{Nu \lambda}{d_v} = \frac{\rho c_p}{r_a} \quad (4.50)$$

$d_v$  étant la longueur caractéristique des feuilles (m);  $\lambda$  est la conductivité thermique de l'air ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ).

D'après la relation (4.50) (qui relie  $Nu$  et  $r_a$ ) et la figure (4.2), on peut en déduire que la résistance aérodynamique,  $r_a$ , dépend principalement du régime aérodynamique qui règne dans la serre :

$$r_a = \frac{\rho c_p d_v}{\lambda Nu} \quad (4.51)$$

A l'intérieur de la serre dotée d'ouvrants d'aération, la convection étant généralement laminaire forcée entre l'air intérieur et la végétation (Wang, 1998). Il en résulte donc que :

$$r_a = \frac{\rho c_p d_v}{\lambda 0,67 R_e^2 P_r^{1/3}} \quad (4.52)$$

### c- La résistance stomatique

La résistance stomatique foliaire est due au passage de la vapeur d'eau au travers des stomates. Ce sont des orifices de 5 à 30  $\mu\text{m}$  de diamètre qui assurent l'essentiel des échanges gazeux entre les feuilles et le milieu extérieur. L'ouverture et la fermeture des stomates conditionnent le transfert de vapeur d'eau entre l'eau située à l'intérieur de la feuille et l'air qui l'environne. Elles ménagent ainsi une résistance supplémentaire à la résistance aérodynamique. De point de vue éco-physiologique, la valeur de cette résistance dépend du potentiel hydrique du sol, du rayonnement incident, de la température de la feuille et de l'humidité de l'air. Dans des conditions optimales, la résistance stomatique foliaire de base de la tomate a pour valeur  $150 \text{ s.m}^{-1}$  (Boulard et al, 1991) Il s'agit cependant d'une valeur minimale car elle évolue en fonction du rayonnement, de la température et du déficit de saturation.

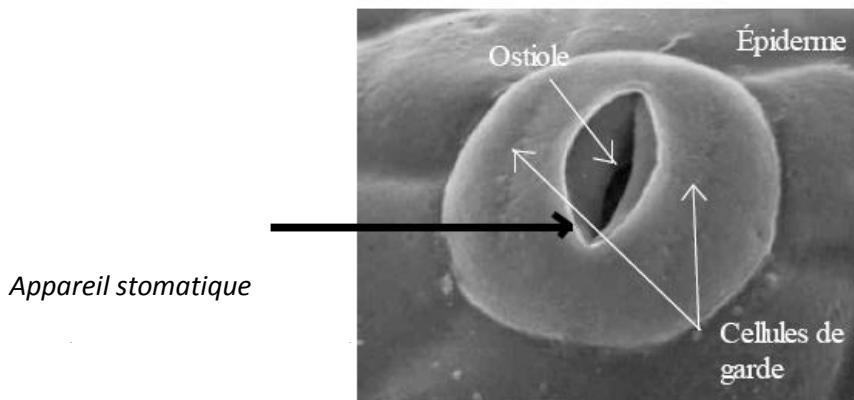


Figure 4. 3: photo représentative d'un stomate de tomate

La résistance stomatique d'une culture de tomate sous abris serre a été mesurée et modélisée par van Bavel (1979), Bot (1983), Jolliet et Bailey (1994), Kimball (1986), Stanghellini (1987) et Boulard et al. (1991). Ces auteurs ont proposé des relations donnant la résistance stomatique en fonction de paramètres qui affectent les fonctions des stomates :

Pour la culture de tomate dans une serre, la résistance stomatique est donnée en période diurne en fonction de la température de l'air et de son humidité (Boulard et al, 1991) :

$$r_s = r_{s_{min}} \left\{ 1 + 0.11 \exp \left[ 0.34(6.10710^{\frac{7.5T_i}{237.5+T_i}} - 1629w_i - D_{max}) \right] \right\} \quad (4.53)$$

Avec :  $r_{s_{min}} = 150 \text{ s m}^{-1}$  et  $D_{max} = 10 \text{ mbar}$ .

## II. Modèle numérique du climat de la serre

La simulation numérique consiste à reproduire par le calcul, le fonctionnement d'un système préalablement décrit par un ensemble de modèles. Elle s'appuie sur des méthodes mathématiques et informatiques spécifiques. En chaque point de l'"objet" considéré, plusieurs grandeurs physiques (vitesse, température...) décrivent l'état et l'évolution du système étudié. Celles-ci ne sont pas indépendantes, mais reliées et régies par des équations. Simuler l'état de l'objet, c'est déterminer idéalement en tout point les valeurs numériques de ses paramètres. Comme il y a un nombre infini de points, donc une infinité de valeurs à calculer, cet objectif est inaccessible (sauf dans des cas bien particulier où l'on peut résoudre les équations de

départ à l'aide de formules analytiques). Une approximation naturelle consiste à ne considérer qu'un nombre fini de points. Les valeurs des paramètres à calculer sont ainsi en nombre fini et les opérations nécessaires deviennent abordables grâce à l'ordinateur. A la base du calcul des paramètres comme à la base de la simulation, il y a donc la réduction de l'infini, la discrétisation. Comment opère-t-on précisément à partir des équations mathématiques du modèle? Deux méthodes sont très souvent utilisées, respectivement représentatives des méthodes de calcul déterministes, qui résolvent les équations régissant les phénomènes étudiés après avoir discrétisé les variables, et des méthodes de calcul statistique ou probabiliste. Le principe de la première, connue sous le nom de méthode des volumes finis est antérieur à l'usage des ordinateurs. Chacun des points de l'objet est assimilé simplement à un petit volume élémentaire (par exemple : un cube, un tétraèdre, un hexaèdre), d'où le nom de volume fini. L'"objet" (dans notre cas une serre avec son domaine extérieur), est ainsi vu comme un ensemble ou un réseau de volumes contigus dénommé maillage.

Les paramètres de l'état de l'objet sont maintenant définis dans chaque maille. Pour chacune d'elles, en reformulant les équations mathématiques du modèle par des moyennes volumiques, il sera alors possible de construire des relations algébriques entre paramètres de la maille et ceux de ses voisines. Au total, il y aura autant de relations que de paramètres inconnus. Il faudra pour cela recourir aux techniques de l'analyse numérique et utiliser des algorithmes spécifiques. Appartenant à la même famille, la méthode des différences finies, cas particulier de la méthode des volumes finis où les côtés des mailles sont orthogonaux, et la méthode aux éléments finis, qui peut juxtaposer divers types de mailles.

La deuxième grande méthode, dite de Monte-Carlo, est particulièrement adaptée pour simuler le transport de particules. Un tel transport est en fait caractérisé par une succession d'étapes lors desquelles chaque particule peut subir différents événements (diffusion, absorption, émission...). Les probabilités élémentaires de chacun de ces événements sont connues individuellement pour chaque particule. Il est alors naturel d'assimiler un point de l'objet à une particule. Un ensemble de particule, en nombre fini, va constituer un échantillon représentatif de l'infinie de particules de l'objet, comme lors d'un sondage statistique. D'étape en étape, l'évolution de l'échantillon sera déterminée grâce à des tirages au hasard.

Les équations de conservation considérées dans la partie précédente sont des équations non linéaires, pour lesquelles une solution analytique n'est pas connue dans la plupart des cas. De

plus, la théorie mathématique de ces équations est encore incomplète: si en deux dimensions d'espace (écoulement plan) des résultats d'existence, d'unicité et de régularité de solution sont connus, il n'en est pas de même pour trois dimensions d'espace (écoulement tridimensionnel), qui se rapproche le plus de la réalité physique. A l'heure actuelle, il existe un certain nombre de codes tridimensionnels industriels conviviaux, permettant la prédiction d'écoulements fluides par la résolution des équations de Navier Stokes grâce aux méthodes de volumes finis, des différences finies ou des éléments finis (CFD2000, CFX-F3D, PHOENICS, FLUENT, STAR-CD, ANSYS/FLOTTRAN...).

Les logiciels CFD modélisent par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Ces logiciels proposent de nombreux modèles physiques et schémas numériques avec lesquels l'utilisateur est normalement en mesure de modéliser la quasi-totalité des problèmes de base de la mécanique des fluides. Toutefois, il existe dans la nature une multitude de comportements physiques différents et il est impossible pour un logiciel de les prendre tous en compte. C'est pourquoi, l'un des avantages des CFD réside dans la possibilité de créer des sous-programmes sous Fortran dans le but de spécifier des options trop compliquées pour être prévues par le logiciel. Sur le plan physique, elles permettent par exemple de spécifier les particularités du couvert végétal et parfois des conditions initiales et aux limites particulières.

## II.1. La résolution numérique

On a vu que la résolution directe du système d'équations décrit dans le paragraphe I, exigerait de grands moyens de calcul. Pour éviter ceci on emploie de façon classique un schéma itératif sur l'ensemble des équations.

Les codes de calcul aux volumes finis (CFD) permettent la résolution des écoulements par intégration locale des équations qui régissent leur comportement, ce qui permet la description détaillée des champs de vitesse et de température.

Les principales caractéristiques de ces logiciels sont les suivantes:

- Le préprocesseur permet de spécifier les caractéristiques du problème considéré (la géométrie, le maillage, les propriétés physiques du fluide utilisé, l'état du milieu: monophasique ou biphasique, l'état de l'écoulement: stationnaire ou transitoire, les conditions aux limites, le critère de convergence ou de relaxation...).

- Le solveur utilise l'algorithme PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators algorithm) pour la résolution des équations et le modèle de turbulence k- $\varepsilon$  standard.
- Le postprocesseur permet de tracer les champs de vitesse, les courbes isothermes, les isoconcentrations, iso-k (énergie cinétique turbulente) ou iso- $\varepsilon$  (taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente) ainsi que les profils des différentes variables.

Nous présentons ci-dessous la méthode de discréétisation et l'algorithme de résolution utilisé par les CFD.

## II.2. Formulation du problème discret

### II.2.1. Méthodes de discréétisation

Pour être résolu numériquement, le problème continu est transformé en un problème discret, décrit par un certain nombre d'équations algébriques.

Pour des formes géométriques complexes, comme c'est le cas des serres agricoles, la majorité des codes de calculs ont fait recours à la méthode des volumes finis. Cette méthode qui a été développée par Patankar au début des années 70 et qui est devenue un standard international qui sert de base numérique à la plupart des logiciels commerciaux qui ont vu le jour au cours de ces dernières années (CFD2000, Phoenics, Fluent, .....). Elle permet de résoudre des équations non linéaires aux dérivées partielles en transformant le problème continu en un problème discret, décrit par un système d'équations algébriques. Pour cela, l'espace physique est divisé en un certain nombre de cellules appelées "volumes de contrôle". Après, les équations aux dérivés partielles décrivant l'écoulement du fluide sont intégrées sur chacun de ces volumes de contrôle.

Les équations de transport d'une grandeur intensive  $\Phi$  telle que  $H$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $k$  et  $\varepsilon$  sont d'abord mises sous une forme générale. Cette équation générale s'écrit, en coordonnées cartésiennes, selon la relation (4.54) :

$$\underbrace{\frac{\partial \phi}{\partial t}}_{(T)} + \underbrace{u_i \frac{\partial \phi}{\partial x_i}}_{(C)} = \underbrace{\Gamma_\phi \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2}}_{(D)} + \underbrace{S_{\phi,P}}_{(S)} \quad (4.54)$$

Avec :

T : terme transitoire (variation en fonction du temps de la variable  $\Phi$ ) ;

C : terme de convection ;

D : terme de diffusion ( $\Gamma_\phi$  est le coefficient de diffusion de la quantité  $\Phi$ ) ;

$S$  : terme source.

La représentation suivante recense chaque terme de l'équation (4.54) pour les différentes grandeurs calculées dans le cas de l'utilisation du modèle k-  $\varepsilon$ :

$$\phi = \begin{pmatrix} 1 \\ u_i \\ u_j \\ u_k \\ H \\ k \\ \varepsilon \end{pmatrix} \quad \Gamma_\phi = \begin{pmatrix} 0 \\ \nu \\ \nu \\ \nu \\ \frac{\lambda}{\rho C_p} \\ \nu + \frac{\nu_t}{Pr_k} \\ \nu + \frac{\nu_t}{Pr_\varepsilon} \end{pmatrix} \quad S_\phi = \begin{pmatrix} 0 \\ S_{u_i,p} \\ S_{u_j,p} \\ S_{u_k,p} \\ S_{H,p} \\ P_k - \varepsilon + S_{k,p} \\ \frac{\varepsilon}{k}(C_1 P_k - C_2 \varepsilon) + S_{\varepsilon,p} \end{pmatrix} \quad (4.55)$$

$H$  est l'enthalpie massique ;  $S_{k,p}$  et  $S_{\varepsilon,p}$  sont les termes sources de l'énergie cinétique turbulente et de sa dissipation.

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

- l'équation de continuité
- l'équation de continuité projetée suivant  $x_1$
- l'équation de continuité projetée suivant  $x_2$
- l'équation de continuité projetée suivant  $x_3$
- l'équation de conservation de l'énergie
- l'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente.
- l'équation de conservation du taux de dissipation de la turbulence.

On remarque que dans cette mise en forme des équations pour chaque variable  $\Phi$ , tous les termes non transitoires, non convectifs ou non diffusifs, sont inclus dans le terme source  $S_\Phi$ .

### II.2.2. Discrétisation de l'équation générale de conservation

Sur la figure 4.4 est représentée une cellule de centre P, résultante de la décomposition du domaine de calcul. Par convention chaque face est repérée par une lettre.

La face Est est par convention, dans l'axe principal du repère dans le sens des x croissants, repérée par la lettre e.

La face Ouest suit le même axe, dans le sens des x décroissants et est repérée par la lettre w.

Les faces Nord et Sud sont dans la direction de l'axe des y, respectivement dans le sens des y croissants et décroissants. Ces faces sont repérées par les lettres n et s. Finalement, les faces supérieures et inférieures sont dans la direction de l'axe z, respectivement dans le sens des z croissants et décroissants, et notées h et  $\ell$ . Le centre des cellules voisines est noté N, S, E, W, H et L comme indiqué sur la figure 4.4:

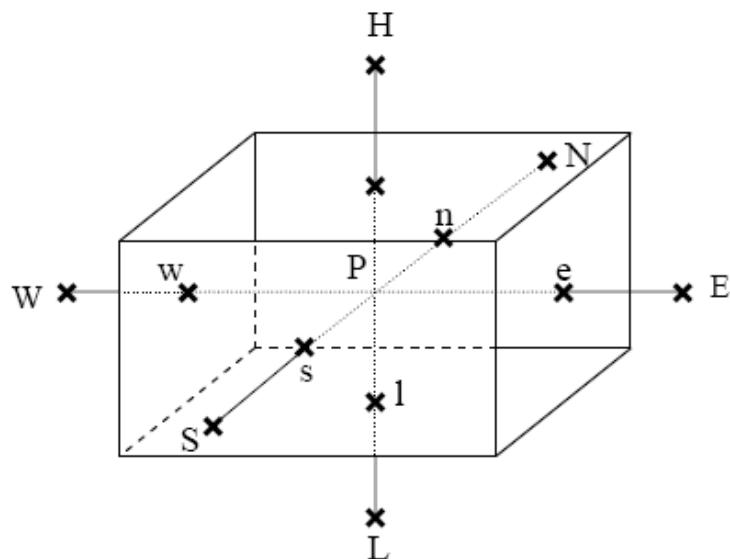


Figure 4. 4: Représentation du volume de contrôle : notations utilisées pour la discrétisation des équations

Les équations aux dérivées partielles sont ensuite discrétisées selon la procédure décrite par Patankar (1980) et l'on détermine la valeur des variables en chacune des cellules du maillage. Les équations algébriques permettant cette résolution sont obtenues en intégrant les équations aux dérivées partielles sur le volume de contrôle et en convertissant après en intégrales sur la surface en utilisant le théorème de Green Ostrogradsky:

$$(\iiint_V \operatorname{div}(\vec{A}) dV = \iint_S \vec{A} \cdot \vec{n} dS).$$

En intégrant à travers le volume V d'une cellule individuelle et en appliquant le théorème de Green Ostragradsky, la forme intégrale des termes successifs de l'équation (4.54) devient :

Terme transitoire :

$$T = \iiint_v \frac{\partial \phi}{\partial t} dV = V(\phi^{new} - \phi^{old}) / \Delta t \quad (4.56)$$

Terme de convection :

$$C = \iiint_v \operatorname{div}(\vec{U}\phi) dV = \iint_s \vec{U} \cdot \phi \cdot \vec{n} dS = \sum_{all\ faces} \rho \vec{U} \cdot \phi \cdot S \cdot \vec{n} \quad (4.57)$$

Terme de diffusion :

$$D = \iiint_v (\operatorname{div}(\Gamma \cdot \operatorname{grad}(\phi))) dV = \iint_s \Gamma \cdot \operatorname{grad}(\phi) \cdot \vec{n} dS = \sum_{all\ faces} \Gamma \operatorname{grad}(\phi) \cdot S \cdot \vec{n} \quad (4.58)$$

Terme source :

$$S = \iiint_v S_\phi dV = V \cdot C_\phi (\phi_o - \phi) \quad (4.59)$$

Où  $\Phi^{old}$ ,  $\Phi^{new}$  correspondent à la valeur de la variable entre deux pas de temps successifs.  $\vec{U}$  est le vecteur vitesse ; V est le volume de la cellule (volume de contrôle) ; dS est l'élément de surface ;  $\vec{n}$  est le vecteur unitaire normale à cet élément ;  $C_\phi$  est le coefficient de linéarisation du terme source et  $\Phi_0$  est une constante.

### Flux des interfaces

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

## Flux de convection

La contribution de la convection à l'échange local de la quantité  $\phi$  à l'intérieur du volume de contrôle représenté sur la figure 4.4 peut être exprimée par l'équation :

$$C = G_e \phi_e - G_w \phi_w + G_n \phi_n - G_s \phi_s + G_h \phi_h - G_\ell \phi_\ell \quad (4.60)$$

Où, par exemple :

$$G_e = \rho_e u_e S_e \quad (4.61)$$

$G_e$  donne le flux massique du fluide traversant la face Est du volume de contrôle,  $S_e$  est la surface de la face Est,  $\rho_e$  et  $\Phi_e$  sont respectivement, la densité et la variable scalaire définie au centre géométrique de la face et  $U_e$  est la norme du champ de vitesse normale à cette face.

Des définitions similaires, sont données aux quantités définies pour les faces Ouest, Nord, Sud, Haut et Bas.

Pour formuler la contribution de la convection dans les coefficients de l'équation du volume fini. On distingue trois méthodes :

### a- Schéma hybride

Le schéma hybride (Spalding, 1972) compare l'importance relative des flux d'échange convectif et diffusif dans chaque face du volume de contrôle afin de déterminer si le flux échangé est entrant ou sortant. Le nombre de Peclet qui quantifie le rapport des échanges diffusifs, est alors utilisé afin de déterminer le coefficient qui représente une approximation raisonnable de la solution exacte du flux de convection-diffusion local monodirectionnel.

Selon cette approche, le coefficient  $G$  pour la face Est est:

$$G_e = \left[ \left| \frac{C_e}{2} \right|, D_e \right] - \frac{C_e}{2} \quad (4.62)$$

L'opérateur  $[A, B]$  est le sup de A et B ;  $C_e$  est la contribution convective de la face Est définie par l'équation (4.60) et  $D_e$  est la contribution diffusive de la face Est, définie par:

$$D_e = \frac{S_e \Gamma_e}{\delta x_e} \quad (4.63)$$

Où  $\delta x_e$  exprime la distance entre le centre du volume de contrôle et le volume voisin du côté est. Ce schéma hybride est le plus utilisé pour le cas des vitesses faibles où les effets de la diffusion sont importants, ce qui est le cas des vitesses à l'intérieur des serres.

### b- Schéma Upwind de premier ordre

Le schéma Upwind de premier ordre (Courant *et al*, 1952) est basé sur l'hypothèse que les valeurs de  $\phi$  aux différentes facettes du volume de contrôle prennent les valeurs au centre de la maille précédente dans le sens de l'écoulement. En fait, cette hypothèse implique qu'il existe un sens privilégié de l'écoulement. Ce schéma est très stable mais il implique que les échanges convectifs soient prépondérants par rapport aux échanges diffusifs (c'est à dire avec un nombre de Peclet relativement élevé).

$$G_e = [-C_e, 0] + D_e \quad (4.64)$$

Avec  $C_e$  et  $D_e$  sont définis comme dans le cas du schéma hybride.

L'avantage de ce schéma est simple et efficace car il n'implique pas de calculs de grande envergure.

### c- Schéma Upwind d'ordres 2 et 3

Dans le but de réduire la diffusion numérique associée au schéma Upwind d'ordre 1, plusieurs schémas Upwind d'ordre supérieur ont été développés à titre d'exemple le schéma Upwind d'ordre 2 et 3. Ces deux schémas utilisent les différences centrées pour le traitement de la diffusion. Contrairement au schéma d'ordre un, qui utilise uniquement les valeurs de la maille amont, les schémas d'ordre supérieur utilisent plus de points pour décrire le flux de convection. Ce traitement nécessite l'ajout de points et alourdit le traitement numérique.

Dans le cas des serres, c'est le schéma hybride qui semble le mieux correspondre à nos besoins.

## Flux de diffusion

Le coefficient de diffusion qui intervient dans le calcul du terme de diffusion entre chaque volume de contrôle doit être homogène dans l'ensemble du volume.

Pour calculer ce coefficient on dispose de deux moyens d'interpolation :

### a- Moyenne arithmétique

A partir d'une interpolation linéaire entre les valeurs au centre des mailles, on estime la diffusivité effective à l'interface. Le coefficient de transport à l'interface Est e, par exemple est obtenue à partir des valeurs au centre des mailles P et E:

$$\Gamma_e = f_e \Gamma_p + (1 - f_e) \Gamma_E \quad (4.65)$$

Avec  $f_e$  est le coefficient d'interpolation linéaire. Des expressions similaires sont utilisées pour évaluer les coefficients de transport au niveau des autres interfaces. Ce moyen d'interpolation est simple et nécessite moins de mémoire de calcul.

#### b- Moyenne harmonique

Le second moyen évalue les coefficients de transport à l'interface *Est* par la relation :

$$\Gamma_e = \left( \frac{1-f_e}{\Gamma_p} + \frac{f_e}{\Gamma_E} \right)^{-1} \quad (4.66)$$

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

Comme les vitesses observées dans la serre sont faibles et les variables thermophysiques sont continues, c'est la moyenne arithmétique qui sera retenue.

Le résultat de la discréétisation des équations différentielles de transport est un ensemble d'équations algébriques non linéaires. Le système résultant se prête bien à une résolution par une méthode itérative, ligne, par ligne, avec un balayage croisé.

#### Critères de stabilité

Le solveur STORM utilise un algorithme de résolution « pas à pas » pour obtenir une solution. Le choix du pas de temps est par conséquent un paramètre déterminant pour assurer la stabilité et la convergence du code de calcul.

#### Les effets de la convection

Les équations qui gouvernent les écoulements instables sont un mélange d'équations hyperboliques et paraboliques. La majorité des équations est hyperbolique et le pas de temps est habituellement caractérisé par le nombre CFL (Courant-Friedrichs-Lowy), sans dimension, qui spécifie la propagation de perturbation dans l'écoulement.

Le nombre CFL est défini par :

$$CFL = \frac{U_c \Delta t}{\Delta x}$$

Où  $U_c$  est la vitesse locale dans chaque cellule,  $\Delta t$  le pas de temps et  $\Delta x$  le côté de la cellule. Ainsi, on associe à un nombre CFL donné, un pas de temps pour chaque cellule du domaine, défini par :

$$\Delta t_{CFL} = \frac{\Delta x \cdot CFL}{U_c}$$

Ce pas de temps est inversement proportionnel à la vitesse locale et directement proportionnel à la taille de la cellule. Pour des écoulements unidimensionnels,  $CFL = 1$  est généralement un choix judicieux, alors que pour des écoulements bidimensionnels, une valeur plus faible (par exemple,  $CFL = 1/\sqrt{2} = 0.707$ ) est nécessaire.

### Les effets de la diffusion

Les équations qui gouvernent les phénomènes de diffusion sont elliptiques dans les régions visqueuses et la stabilité du schéma est caractérisée par le nombre sans dimension de Von Neumann (VNN). Dans STORM, ce critère est utilisé pour caractériser le pas de temps de la partie visqueuse des équations instables. Le nombre de Von Neumann est défini par :

$$VNN = \frac{\Gamma \cdot \Delta t}{\Delta x^2 \rho}$$

Où  $\Gamma$  est la diffusivité effective (en  $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ). Le pas de temps basé sur ce critère s'écrit alors :

$$\Delta t_{VNN} = \frac{\Delta x^2 \cdot VNN \cdot \rho}{\Gamma}$$

Ce pas de temps est directement proportionnel au carré de la taille locale de la cellule et inversement proportionnel à la diffusivité effective.

### Contrôle du pas de temps

Le contrôle du pas de temps est utilisé tout au long de la résolution numérique. Le logiciel permet de choisir entre trois options de base : un pas de temps fixe, un pas de temps automatique et un pas de temps local.

#### Pas de temps fixe :

Cette option permet de fixer un pas de temps unique. Cependant, il est préférable de connaître à l'avance la valeur du pas de temps qui permettra d'assurer la stabilité et la convergence du schéma.

#### Pas de temps automatique :

STORM ajuste le pas de temps au cours de la résolution. A partir des caractéristiques de l'écoulement, il détermine le pas de temps qui satisfait au critère spécifié. Afin de déterminer le pas de temps optimal, le code prend en considération les facteurs suivants :

- le taux d'accroissement entre deux pas de temps successifs ne doit pas excéder 3%, soit :  $\Delta t_{growth} = 1.03\Delta t_{old}$
- la limite supérieure est donnée par :  $\Delta t_{new} = \text{Min}(\Delta t_{CFL}, \Delta t_{VNN}, \Delta t_{growth}, \Delta t_{user})$
- un facteur multiplicatif peut être appliqué pour avancer la résolution d'une variable.

#### Pas de temps local :

Cette option ressemble à la précédente. La différence réside dans le fait que l'on peut faire varier le pas de temps à l'interface entre deux cellules. Cette option est utilisée lorsque la précision de la solution n'a pas d'importance.

### II.2.3 Algorithme et méthodes de résolution

#### a) Algorithme de résolution PISO

Le logiciel CFD utilise l'algorithme PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators). Cet algorithme a été initialement développé par Issa (Issa, 1985) pour résoudre le système d'équations aux dérivées partielles considéré. Celui-ci est écrit pour un maillage unique dans lequel les champs vectoriels et les champs scalaires sont calculés au même point. Cette particularité distingue cet algorithme des algorithmes SIMPLE et SIMPLER qui utilisent un maillage décalé. Les grandeurs vectorielles étant calculées aux interfaces entre mailles et les

grandeurs scalaires au centre des mailles. L'unicité du maillage permet une économie de mémoire substantielle. Cependant, celle-ci peut générer une instabilité du schéma de résolution susceptible d'altérer la qualité de la solution.

PISO est un algorithme pseudo stationnaire qui permet de s'affranchir du problème posé par le couplage pression / vitesse. Cette méthode utilise une série d'opérations séquentielles pour chaque étape, au cours desquelles les équations discrétisées de la quantité de mouvement et de la pression sont résolues par une succession de prédictions / corrections. Cette approche permet d'estimer rapidement les champs de pression et de vitesse sans faire appel à un processus d'itération complexe. L'algorithme PISO est implémenté dans le processeur du logiciel (STORM) en six étapes :

**1<sup>ère</sup> étape: Première prédition des composantes de vitesse u, v, w et du champ de pression p de l'itération précédente (où les conditions initiales si la résolution est à peine commencée):**

Les champs de vitesse dans chaque direction et le champ de pression, au pas du temps précédent ( $P, \vec{U}, T$ ) sont utilisés comme variables d'entrée (ou des conditions initiales imposées par l'utilisateur dans le cas du premier pas du temps). On calcule un champ estimé pour les variables  $\vec{U}^*$  et  $T^*$  en utilisant les équations de conservation de la quantité de mouvement et d'énergie.

**2<sup>ème</sup> étape: Première prédition de la pression:**

Le champ de vitesse obtenu dans la première étape ne satisfait pas, généralement, l'équation de continuité. Par conséquent, en utilisant l'équation de poisson (elliptique) de pression obtenue par la combinaison de l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de continuité, on prédit le champ de pression  $P^*$  qui est compatible avec  $u^*$ ,  $v^*$ , et  $w^*$  dans tout le domaine.

**3<sup>ème</sup> étape: Première correction du champ de vitesse:**

On utilise le champ de pression  $P^*$  (obtenu dans l'étape 2) dans l'équation discrétisée de la quantité de mouvement pour obtenir les composantes de vitesse corrigées  $u^{**}$ ,  $v^{**}$  et  $w^{**}$ . Après l'utilisation de ce champ corrigé, on obtient une nouvelle valeur de la température  $T^{**}$ .

**4<sup>ème</sup> étape : Première correction de la pression:**

En résolvant l'équation elliptique de la pression utilisant  $u^{**}$ ,  $v^{**}$  et  $w^{**}$  et  $T^{**}$  encore une fois on obtient le champ de pression corrigé  $P^{**}$ .

**5<sup>ème</sup> étape : Seconde correction du champ de vitesse:**

A partir de l'équation de conservation et la quantité de mouvement, et du champ de pression  $P^{**}$ , on obtient le champ de vitesse finale  $u^{***}$ ,  $v^{***}$  et  $w^{***}$  et le champ de température  $T^{***}$ .

**6<sup>ème</sup> étape : Progression au pas du temps suivant:**

A ce stade, les composantes de vitesse  $u^{***}$ ,  $v^{***}$  et  $w^{***}$ , le champ de température  $T^{***}$  et de pression  $P^{**}$  satisfont simultanément les deux équations de continuité et de quantité de mouvement.

Par conséquent, on progresse au niveau du pas du temps par une itération supplémentaire, en attribuant à l'itération suivante les champs de pression de température et de vitesse de l'itération précédente et on répète le processus entier en repartant du début.

**b) Méthodes de résolution**

La discrétisation des équations de conservation aboutit à un système d'équations algébriques complexes. Pour un problème tridimensionnel, la taille de ce système peut être conséquente. Puisqu'une maille donnée n'a d'influence que sur les mailles qui l'entourent, la plupart des termes du système sont nuls, et l'on obtient une matrice creuse. Les équations ne sont pas linéaires car les coefficients eux-mêmes sont fonction des différentes variables. Elles sont alors linéarisées en « bloquant » les coefficients pour permettre l'utilisation de méthodes classiques de résolution de systèmes linéaires. De nombreux algorithmes ont été développés afin de résoudre des systèmes linéaires dont les matrices sont creuses. Ils sont essentiellement divisés en deux catégories : les méthodes directes et les méthodes itératives. Chaque approche a ses avantages et ses inconvénients. STORM utilise une méthode directe (la décomposition LU) et deux méthodes itératives : la méthode ADI (Alternate Directions Implicit) et la décomposition ILU (Incomplete Lower-Upper).

### La décomposition LU

En pratique, la décomposition LU est utilisée lorsque l'on a plusieurs systèmes linéaires avec la même matrice. Par exemple, la même décomposition est appliquée pour les deux étapes de correction de la pression. Cette méthode est très efficace pour des matrices dont la largeur de bande est petite. Cependant, pour des problèmes tridimensionnels, les coûts de stockage et de calculs sont prohibitifs et la méthode n'est pas recommandée.

### La méthode ADI

La méthode ADI est une méthode semi-implicite pour laquelle les équations sont résolues à chaque pas de temps de manière implicite dans une direction et en relaxant dans les deux autres directions. Pour chaque direction, on obtient un système linéaire tridiagonal qui est résolu avec efficacité. Cette méthode est recommandée pour toutes les équations résolues par STORM sauf pour l'équation de la pression utilisée dans l'algorithme PISO. En effet, le système issu de cette équation est un système elliptique mal conditionné et la méthode est dans ce cas peu performante.

### La décomposition ILU

La méthode de factorisation incomplète (ILU) essaie de suivre la décomposition LU, en ne retenant que les termes non nuls des matrices. La décomposition est alors incomplète. Cette méthode est recommandée pour l'équation de la pression dans les problèmes tridimensionnels. Ces performances sont meilleures que la méthode ADI car elle utilise un schéma implicite dans les trois directions.

#### II.2.4. Raffinements nécessaires du modèle

Afin d'inclure les effets de perte de charge induite par le filet anti-insectes et par le couvert végétal dans l'étude de CFD, les filets anti-insectes et le couvert végétal ont été considérés comme deux milieux poreux dont l'écoulement de l'air est décrit par l'équation de Darcy-Forchheimer (Miguel *et al*, 1997 et Miguel *et al*, 1998):

$$S_\phi = -\left(\frac{\mu}{K} U + \frac{C_F}{\sqrt{K}} U^2\right) \quad (4.67)$$

Avec  $\mu$  est la viscosité dynamique du fluide;  $K$  est la perméabilité intrinsèque du milieu et  $C_F$  est le coefficient de perte de charge non linéaire.

Cette force de résistance à l'écoulement est symbolisée dans l'équation de Navier-Stokes (Eq. 4.62) par le terme source  $S_\phi$ .

### III. Prise en compte des filets anti insectes et du couvert végétal

#### III.1 Perméabilité et coefficient de perte de charge non linéaire des filets anti insectes

La perméabilité et le coefficient de perte de charge non linéaire du filet anti insectes sont liés à la porosité des filets par les relations suivantes (Miguel, 1998):

$$K = 3,44 \cdot 10^{-9} \alpha^{1,6} \quad (4.68)$$

$$C_F = 4,30 \cdot 10^{-2} / \alpha^{2,13} \quad (4.69)$$

$\alpha$  représente la porosité du filet qui est définie comme le rapport entre le volume des pores et le volume total occupé par le milieu. Pour les filets tissés, elle peut être déterminée à partir des caractéristiques géométriques de la maille du filet (Miguel, 1997):

$$\alpha = \frac{L \cdot l}{(L + d)(l + d)} \quad (4.70)$$

Avec dans notre cas  $L=0,788$  mm et  $l= 0,255$  mm respectivement la longueur et la largeur de la maille du filet anti-insectes et  $d= 0,28$  mm le diamètre du filament (figure 4.5).

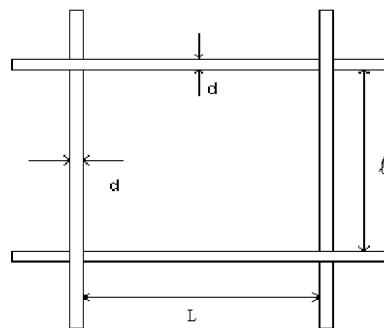


Figure 4. 5: Représentation d'une maille de filet anti-insectes

Le tableau 4.5 donne les valeurs de la porosité, de la perméabilité et du coefficient de perte de charge non linéaire, calculées en utilisant les relations (4.76), (4.77) et (4.78), pour notre filet anti insectes.

Table 4. 5 : *La porosité  $\alpha$ , la perméabilité  $K$  et le coefficient de perte de charge non-linéaire  $C_F$  pour le filet anti insectes 20/10*

Porosité $\alpha$	Perméabilité $K$	coefficient de perte de charge non-linéaire $C_F$
20X10	0,35	6,41 $10^{-10}$
		0,402

### III.2. Perméabilité et coefficient de perte de charge non-linéaire du filet milieu poreux virtuel

Si on assimile le filet anti-insectes au milieu poreux décrit dans le logiciel CFD et si on lui attribue sa vraie épaisseur (de l'ordre de quelques millimètres), on aboutit à des maillages très hétérogènes et à des problèmes de convergence du programme de calcul. Cela nous a conduit à représenter notre filet par un milieu poreux virtuel d'épaisseur plus grande ( $\Delta x_{virtuel}$ ) qui ménage globalement la même perte de charge pour l'air qui le traverse (Fatnassi, 2001). En conséquence, on détermine une nouvelle perméabilité et un nouveau coefficient de perte de charge non-linéaire du milieu poreux virtuel qui sont calculés en fonction des propriétés réelles du filet anti-insectes.

On applique pour cela l'équation de Darcy, respectivement au milieu réel du filet anti-insectes (d'épaisseur  $\Delta x$ ) (Equation 4.71) et au milieu poreux virtuel (d'épaisseur  $\Delta x_{virtuel}$ ) (Equation 4.72), on trouve :

$$\frac{\Delta P}{\Delta x} = -\frac{\mu}{K} U \quad (4.71)$$

et :

$$\frac{\Delta P_{virtuel}}{\Delta x_{virtuel}} = -\frac{\mu}{K_{virtuel}} U \quad (4.72)$$

Avec  $K$  et  $K_{virtuel}$  respectivement la perméabilité du milieu poreux réel et virtuel ;  $\mu$  étant la viscosité dynamique de l'air ;  $\Delta P$  et  $\Delta P_{virtuel}$  sont respectivement la différence de pression de part et d'autre du milieu poreux réel et virtuel.

Pour la même vitesse du vent incident  $U$  et pour avoir la même différence de pression  $\Delta P$  de part et d'autre des deux milieux, le rapport de l'équation (4.72) sur (4.71) donne :

$$\frac{K_{virtuel}}{K} = \frac{\Delta x_{virtuel}}{\Delta x} \quad (4.73)$$

Pour le coefficient de perte de charge non-linéaire, on utilise l'équation de Forchheimer :

$$\frac{\Delta P}{\Delta x} = -\frac{\mu}{K} \vec{U} - \frac{C_F}{\sqrt{K}} \rho U^2 \quad (4.74)$$

Si on néglige le terme quadratique devant le terme en  $U$  :

$$\frac{\Delta P}{\Delta x} \approx -\frac{C_F}{\sqrt{K}} \rho U^2 \quad (4.75)$$

Ce qui donne, pour le filet anti-insectes :

$$\frac{\Delta P}{\Delta x} \approx -\frac{C_F}{\sqrt{K}} \rho U^2 \quad (4.76)$$

et pour le milieu poreux :

$$\frac{\Delta P}{\Delta x_{virtuel}} \approx -\frac{C_{Fvirtuel}}{\sqrt{K_{virtuel}}} \rho U^2 \quad (4.77)$$

On divisant (2.85) par (2.84), on trouve :

$$\frac{C_{Fvirtuel}}{C_F} = \left( \frac{\Delta x}{\Delta x_{virtuel}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.78)$$

$C_F$  et  $C_{Fvirtuel}$  étant respectivement les coefficients de perte de charge non-linéaire du milieu poreux réel et virtuel.

### III.3. Perméabilité et coefficient de perte de charge non linéaire du couvert végétal

Pour le couvert végétal la perte de charge est proportionnelle à la densité du feuillage et peut être exprimée par la formule (4.79) généralement utilisée pour les couverts végétaux (Thom, 1971 ; Bruse, 1998):

$$S_{\Phi} = -LAI \cdot C_D \cdot \rho U^2 \quad (4.79)$$

Où  $U$  est la vitesse de l'air,  $LAI$  est l'indice volumique de recouvrement foliaire et  $C_D$  est le coefficient de perte de charge du couvert végétal. Pour une culture de tomate, Haxaire (1999) a mesuré  $C_D = 0,32$  dans une soufflerie.

Pour la gamme de vitesse relativement faible observée à l'intérieur du couvert végétal, le terme en  $U$  de l'équation (4.79) peut être négligé devant le terme quadratique et le coefficient de perte de charge non linéaire et la perméabilité du milieu peuvent être déduits des équations (4.67) et (4.79) :

$$\frac{C_F}{\sqrt{K}} = LAI \cdot C_D \quad (4.80)$$

Pour nos simulations, le couvert végétal de tomate est assimilé à un seul bloc de milieu poreux de forme parallélépipédique de 2,6 m de hauteur et de longueur et largeur égales à celles de la serre avec un indice de recouvrement surfacique foliaire, LAI, égal à 3 (culture bien développée), le coefficient  $C_D$  étant égal à 0,32 (Haxaire, 1999).

### III.4. Modélisation des effets dynamique, thermique et hydrique du couvert végétal

On a pris en compte la végétation en tant que source ou puits de chaleur et de vapeur d'eau. Le logiciel CFD permet de spécifier des termes sources pour les équations de conservation. On applique alors des conditions aux limites de type source pour la végétation. On choisit un multiplicateur de type volume pour indiquer que le terme source doit être multiplié par le volume de la maille ou cette condition aux limites est appliquée.

La double influence de la végétation sur les bilans d'énergie et hydrique de la serre a été prise en compte dans chaque maille du milieu poreux végétation "équivalent", à l'aide des équations décrivant les échanges de chaleur sensible et latente entre l'air de la serre et le couvert végétal assimilé à la matrice solide du milieu poreux. Le flux radiatif net  $R_n$  qui arrive sur chaque maille du couvert végétal a été assimilé à un "volumic heat source boundary

condition". Il est partagé en un flux de chaleur sensible et un flux de chaleur latente dépendants des coefficients d'échanges de chaleur et d'humidité (stomatique et aérodynamique) entre l'air et la matrice solide virtuelle qui représente le couvert végétal et qui est caractérisé par sa température de surface  $T_v$  :

$$R_{net} + q_{Sen} + q_{Lat} = 0 \quad (4.81)$$

Le flux de chaleur sensible échangé entre l'air de la serre et le couvert végétal  $Q_{Sen}$  peut être exprimé en fonction de la différence de température entre l'air intérieur et le couvert végétal :

$$q_{Sen} = \rho c_p LAI ((T_v - T_i)/r_a) \quad (4.81)$$

Afin de simuler l'influence de la végétation sur le bilan hydrique en tant que source ou puits de vapeur d'eau, nous avons imposé un flux de chaleur latente  $Q_{Lat}$  qui est égal à :

$$q_{Lat} = \rho L_v L_e^{1/3} LAI ((w_v^* - w_i)/(r_a + r_s)) \quad (4.82)$$

Où  $c_p$  et  $\rho$  sont respectivement la chaleur spécifique de l'air à pression constante ( $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) et la densité de l'air ( $\text{kg m}^{-3}$ ) ;  $T_i$  est la température de l'air intérieur (K) ;  $T_v$  est la température de la végétation (K) ;  $r_a$  est la résistance aérodynamique entre les feuilles et l'air à l'intérieur de chaque maille ( $\text{s m}^{-1}$ ) ;  $L_v$  est la chaleur latente de vaporisation de l'eau ( $J \text{ kg}^{-1}$ ) ;  $w_v^*$  est le contenu en eau à saturation de l'air à la température de la végétation ( $\text{kg kg}^{-1}$ ) ;  $w_i$  est le contenu en eau de l'air ( $\text{kg kg}^{-1}$ ) ;  $r_s$  est la résistance stomatique ( $\text{s m}^{-1}$ ) et  $L_e$  est le nombre de Lewis.

Ces échanges ont été simulés à l'aide du modèle source du logiciel CFD en imposant une relation de la forme (Haxaire, 1999) :

$$\text{Source} = \text{Coef.}(\text{value} - \text{Dependent variable})$$

Les termes de cette équation sont identifiés avec les termes des équations de transfert de chaleur et de vapeur d'eau entre le couvert végétal et l'air de la serre avec :

La résistance aérodynamique  $r_a$  est donnée en fonction de la vitesse de l'air à l'intérieur de la serre :

$$r_a = \frac{\rho c_p}{0,288 \lambda} \sqrt{\frac{d_v \cdot v}{\|\vec{U}_i\|}} \quad (4.83)$$

Avec  $d_v$  est la longueur caractéristique des feuilles (m) ;  $U_i$  est la vitesse de l'air intérieur ( $\text{m s}^{-1}$ ) et  $\lambda$  est la conductivité thermique de l'air ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ).

La résistance totale au transfert de la vapeur d'eau  $r_t$  est équivalente à l'association en série de la résistance aérodynamique  $r_a$  et des résistances stomatiques foliaires de la face supérieure et de la face inférieure des feuilles, ces dernières étant considérées en parallèle (figure 4.2). Ainsi,  $r_t$  s'écrit sous la forme :

$$r_t = \frac{r_a^2 + A \cdot r_{s,i}^2 + (1+A)r_a r_{s,i}}{2r_a + (1+A)r_{s,i}} \quad (4.84)$$

avec  $A = \frac{r_{s,s}}{r_{s,i}}$ , où  $r_{s,s}$  et  $r_{s,i}$  sont respectivement les résistances stomatiques de la face supérieure et de la face inférieure des feuilles.

Des mesures ponctuelles du rapport A ont été effectuées par Boulard et al. (1991) et sont représentées sur la figure 4.6 ci-dessous. Ce rapport, voisin de 1 pendant la nuit, augmente progressivement au cours de la journée et atteint une valeur maximale de l'ordre de 3 pour les rayonnements incidents élevés.

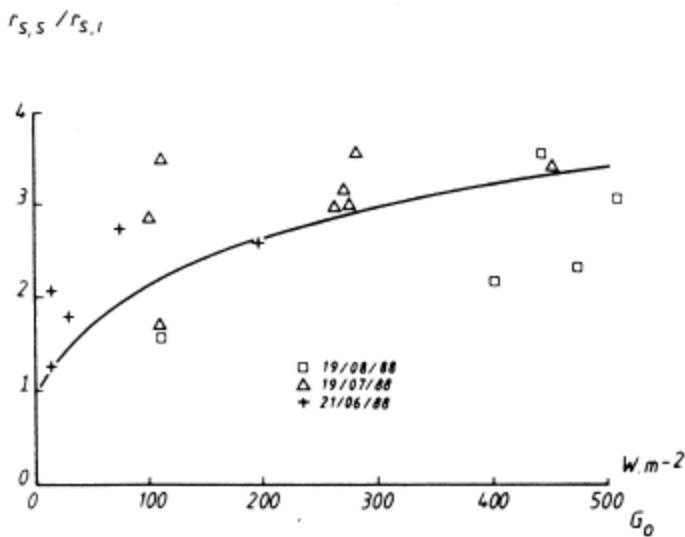


Figure 4. 6: évolution du rapport des résistances stomatiques des faces supérieure et inférieure des feuilles en fonction du rayonnement global mesuré sous la serre

Une courbe d'ajustement, du type :  $A = \log(a + b * R_{\text{net}})$  a été utilisée pour représenter les variations de A en fonction du rayonnement net au-dessus de la culture. Les constantes a et b ont été déterminées par ajustement avec les points expérimentaux et en forçant la courbe à passer par  $A = 1$  ( $r_{s,s} = r_{s,i}$ ) pour  $R_{\text{net}} = 0 \text{ W.m}^{-2}$ . Cette courbe est présentée sur la figure précédente (4.8), avec

$$a = 2,7 ; b = 1/17,5 \text{ et un coefficient d'ajustement } R^2 = 0,71.$$

Dans ce qui suit, nous présenterons les résultats concernant uniquement  $r_{s,i}$  qui servira de référence et sera noté  $r_s$ .

Le gradient vertical de résistance stomatique a son origine principalement dans l'existence d'un gradient d'un (ou plusieurs) des facteurs du climat. Les mesures de température d'air et de déficit de saturation ainsi que celles de température de feuilles ont montré que les gradients verticaux de ces paramètres sont très faibles. La cause la plus probable est donc le gradient vertical de rayonnement de courte longueur d'onde, du à l'atténuation du rayonnement lors de sa pénétration à l'intérieur du couvert végétal. Cette hypothèse est conforme avec les valeurs du gradient de rayonnement observées à l'intérieur du couvert et avec les résultats d'observations effectuées sur une culture de luzerne (Katerji et al, 1983). On retiendra donc le modèle bi facteur suivant :

$$r_s = r_{s,min} \cdot f_1(R) \cdot f_2(D_a) \quad (4.85)$$

$$f_1(R) = 1 + \{exp[0.05(R - 49)]\}^{-1} \quad (4.86)$$

$$f_2(D_a) = 1 + 0.11 exp[0.34(D_a - 10)] \quad (4.87)$$

Ou R est le rayonnement intercepté par le couvert, i.e. la quantité de rayonnement reçue au niveau de la hauteur z considérée, calculée selon la loi exponentielle classique de décroissance de rayonnement :

$$R(z) = R_{git} \cdot exp(-k_c \cdot LAI_s \cdot \frac{H-z}{H}) \quad (4.88)$$

Le coefficient d'extinction du rayonnement Kc est pris ici égal à 0,75 pour une culture de tomate, d'après les résultats de Stanghellini (1983) qui suppose une distribution horizontale des feuilles.

Da est le déficit de saturation de l'air, défini comme l'écart entre la tension de vapeur saturante à la température de l'air T<sub>a</sub> et la tension de vapeur actuelle e<sub>a</sub> : D<sub>a</sub> = e(T<sub>a</sub>) - e<sub>a</sub> (voir annexe D). Nous avons choisi d'utiliser la formule de Tetens pour déterminer la tension de vapeur saturante :

$$e(T) = 6.11 \exp\left(\frac{17.25T}{237.8+T}\right) \quad (4.89)$$

Ou e est exprimée en kPa et T en °C.

Rappelons également que l'utilisation de ce modèle d'échange suppose que la taille de la maille considérée soit largement supérieure à la dimension moyenne des pores du milieu poreux. En effet, si elles sont du même ordre de grandeur, le champ de vitesse dans la couche limite est alors recalculé et les deux modèles se superposent (mise en série des deux résistances).

La température et la teneur en vapeur d'eau interne des feuilles du couvert végétal sont déterminées à l'aide de la subroutine fortran nommée "usource.f". Nous considérerons que la température interne des feuilles est égale à la température de surface. Celle-ci est calculée à

partir de la formule du flux de chaleur sensible (4.81) et de l'équation du bilan d'énergie (4.82) pour la végétation :

$$T_{int} = T_a + \frac{r_a \cdot C}{\rho \cdot C_p} = T_a + \frac{r_a}{\rho \cdot C_p} \left[ \frac{I}{2Lai_v} \left( \frac{dR(z)}{dz} - \rho \cdot L_v \frac{w_{int} - w_a}{r_t} Lai_v \right) \right] \quad (4.90)$$

Nous utilisons des variables supplémentaires : "HumI" (humidité absolue sur les feuilles), "HumRelat" (humidité relative sur les feuilles en %) et "Transpi" (flux de vapeur d'eau ou de transpiration). L'humidité sur la feuille est déterminée à partir de la continuité du flux de vapeur entre l'intérieur et la feuille, d'une part, et entre la feuille et l'air, d'autre part :

$$\frac{\rho}{r_s} (w_{int} - w_f) = \frac{\rho}{r_a} (w_f - w_f) \quad \text{soit} \quad w_f = \left( \frac{w_{int}}{r_s} + \frac{w_a}{r_a} \right) / \left( \frac{1}{r_a} + \frac{1}{r_s} \right) \quad (4.91)$$

Ces variables ne sont pas déterminées par le corps du solveur mais calculées par les sous-programmes et stockées (option SOLVE désactivée et option STORE activée dans le menu "Analysis Specifications").

## Chapitre 5 :

---

[Simulation numérique des champs dynamiques, thermiques et hydriques  
du climat interne de la serre.]

# Chapitre 5

## I. Étude numérique de l'écoulement de l'air et du microclimat distribué dans la serre

Les résultats présentés dans le chapitre trois permettent de modéliser et de caractériser expérimentalement le climat moyen interne au centre de la serre et d'étudier sa performance globale en ventilation. Néanmoins, ils ne nous renseignent pas sur le détail de la distribution des champs internes de vitesse, de température et d'humidité. Dans cette optique, nous nous proposons d'aborder la simulation de la distribution du microclimat interne pendant la période diurne avec la prise en compte du bilan des grandes et courtes longueurs d'onde et le couplage convectif radiatif. Cette étude est ensuite appliquée plus précisément à l'étude des besoins en ventilation pour les différents filets anti-insectes utilisés dans la région.

Pour cela, nous avons mis en œuvre (chapitre 4) un modèle complet de simulation basé à la fois sur la description des bilans d'énergie, de masse et de mouvement. Un modèle approché prenant en compte les transferts turbulents a été également considéré. Les contributions du rayonnement solaire et des radiations atmosphériques ont été prises en compte via la personnalisation de la température de la couverture en se basant sur son bilan d'énergie. Enfin, nous avons également tenu compte de l'effet dynamique et thermique de la végétation sur la circulation de l'air comme cela a déjà été décrit dans le chapitre précédent.

### I.1. Maillage et conditions aux limites

#### I.1.1. Description du site et la serre

Les figures 5.1, 5.2 et 5.3 représentent la structure de la serre étudiée. Il s'agit d'une serre commerciale à armatures en acier. La serre est revêtue d'une couverture en plastique de type polyéthylène thermique de 200 µm d'épaisseur. Elle occupe une surface de 4560 m<sup>2</sup> (95 m de longueur sur 48 m de large) et sa hauteur moyenne est de 5 m. L'orientation des "chapelles" est Nord- Sud, c'est à dire perpendiculaire à la direction du vent dominant. Elle est environnée de plusieurs serres de même type.

L'aération de la serre étudiée est assurée d'une part par cinq ouvrants zénithales disposés en toiture (0,8×93 m<sup>2</sup> chacun, soit 372 m<sup>2</sup> en tout) et recouverts de filets protecteurs contre les insectes de type 20 x 10 (anti-Thrips). Les parois latérales de la serre sont dotées d'ouvertures

de dimensions fixes et équipées de même type de filets. La surface maximale d'ouverture des côtés latéraux est de l'ordre de 875 m<sup>2</sup> pour la configuration Ouest-Est.

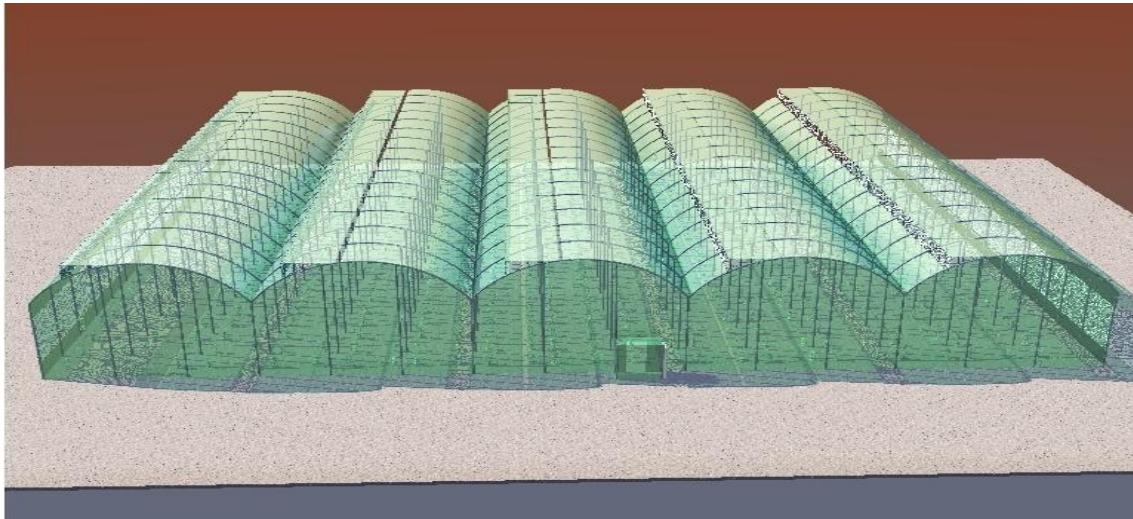


Figure 5. 1: Schéma représentatif de la serre et de son système d'aération. Les rangées de végétation et les ouvrants zénithales d'aération de toiture sont perpendiculaires à la direction du vent dominant.

### I.1.2. Maillage

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie du domaine d'étude. Généralement, si ce dernier est rectangulaire, l'utilisateur opte pour une grille rectangulaire et impose la taille des pas d'espace dans les trois directions et ceux-ci pouvant varier uniquement dans leur propre direction. En revanche, si la géométrie n'est pas rectangulaire, l'utilisateur choisit d'utiliser une grille suivant les frontières du domaine (Body Fitted Coordinates ou BFC).

Le maillage retenu dans cette étude est de type BFC composé respectivement de 112, 20 et 100 mailles suivant les axes  $\vec{x}$ ,  $\vec{y}$  et  $\vec{z}$  (soit au total 214 000 mailles). Il suit étroitement le relief des parois de la serre. Ces mailles curvilignes sont irrégulières, ce qui permet d'augmenter la densité du maillage et ainsi d'affiner les calculs aux endroits où les gradients de vitesse et de température sont importants, comme c'est le cas le long des parois et dans les ouvrants. Par contre, le maillage est plus lâche aux frontières du domaine puisque la précision qui y est requise est moindre (Figure 5.5).

Le domaine de calcul inclut aussi l'espace libre du côté situé au vent (3 m), les côtés situés sous le vent (3 m) et le long des deux côtés latéraux (2 x 3m) de la serre (Figure 5.2).

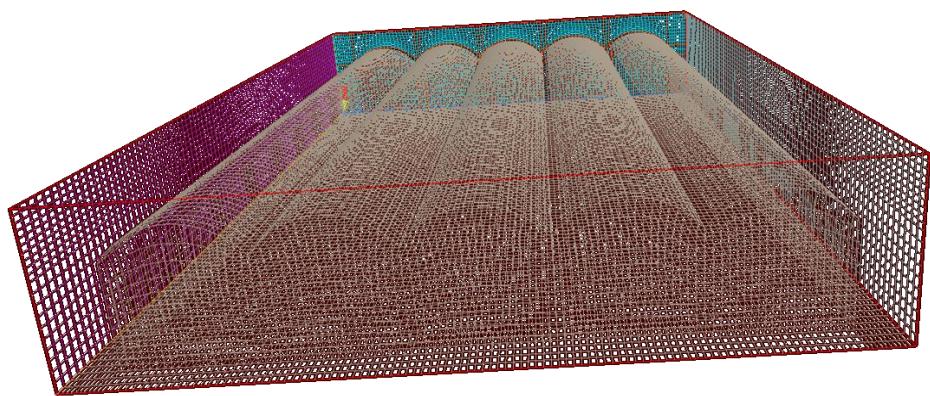


Figure 5. 2 : Maillage utilisé pour simuler la serre avec ses ouvrants équipés de filet anti-insectes (issu du logiciel CFD)

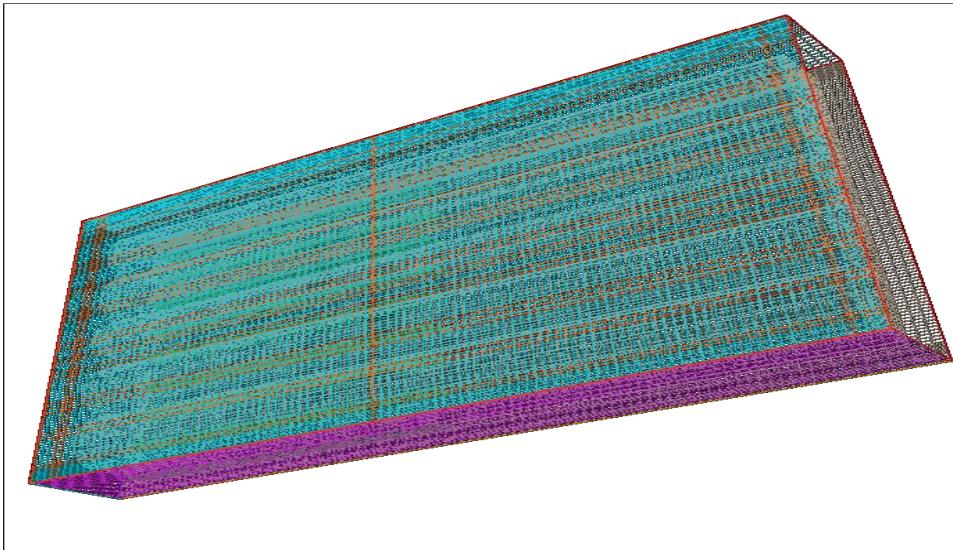


Figure 5. 3: Maillage utilisé pour simuler la serre avec ses ouvrants équipés de filet anti-insectes

### I.1.3. Conditions aux limites

Le logiciel CFD donne le choix entre un certain nombre de types de conditions aux limites pouvant décrire les frontières d'un grand nombre de types d'écoulements (CFD). Ainsi, une température imposée est appliquée en entrée, en amont du domaine d'études, pour les conditions climatiques considérées, nous avons pris  $T_{ext} = 299$  K. La pression n'intervenant que par son gradient dans les équations. Nous avons ainsi utilisé des conditions aux limites en pression du type  $\bar{\nabla}P = \bar{0}$  aux limites du domaine de calcul. Ce type de conditions aux limites permet de recalculer le champ de vitesses pour satisfaire l'équation de continuité. Nous avons également imposé des forces de flottabilité conformément à l'hypothèse de Boussinesq sur l'ensemble du domaine.

Les conditions aux limites de température imposée au niveau du sol extérieur de la serre et les conditions aux limites de vitesse, de température et d'humidité en amont du domaine correspondent aux moyennes des valeurs mesurées expérimentalement pendant la période allant du 29 septembre au 01 octobre 2009. Durant toute la période de mesure, les ouvrants latéraux Ouest et Est ainsi que les cinq ouvrants du toit de la serre expérimentale ont été maintenus ouverts à 100%.

#### Conditions thermiques au niveau des parois

Généralement, on utilise pour les parois des conditions de type «WALL». Par contre, dans notre cas les parois latérales ont été traitées comme des milieux poreux, car elles sont ouvertes et équipées de filets anti insectes. Pour la toiture, le logiciel autorise également la spécification de valeurs variables en fonction des autres paramètres grâce à l'option «User defined». Dans notre étude, connaissant les températures du système serre et ses propriétés optiques, nous en avons déduit la température de la toiture de la serre à partir de l'équation de son bilan d'énergie en tenant également compte de la température de l'air intérieur et extérieur de la serre (voir Annexe B).

#### Conditions aux limites au niveau du sol

A l'intérieur de la serre, nous avons modélisé le flux de chaleur dû au rayonnement reçu au niveau du sol par un flux de chaleur imposé déduit du bilan thermique du sol (voir Annexe C). Par contre, une température constante a été imposée au niveau du sol extérieur de la serre.

## Conditions initiales

Il faut fournir au modèle numérique des conditions initiales qui représentent l'état du modèle à l'instant où commence la simulation. Si les variables possèdent des valeurs constantes, il est possible de les livrer de manière directe au logiciel. Pour les autres et afin de ne pas être gêné par des problèmes de divergence, nous devons proposer un état initial qui s'éloigne le moins possible du résultat final escompté. Toutefois, nous devons garder à l'esprit que ces conditions initiales ne constituent qu'une estimation théorique aux résultats des calculs ultérieurs.

## Temps de simulation de l'écoulement

Nous avons choisis de spécifier une valeur du pas de temps égale à  $dt = 10^{-4}$  s ainsi que la durée de la simulation. Cette valeur  $dt = 10^{-4}$  s, est une valeur limite au-delà de laquelle on observe une divergence et au deçà de laquelle la durée de la simulation excède 15 jours. En moyenne, la durée d'une simulation est d'environ 6 jours avec une machine de 2,87 Go de RAM et 2,5 GHz de vitesse.

## La sous relaxation

La valeur par défaut des facteurs de sous relaxation est 1, mais pour assurer une stabilité plus forte dans le processus itératif, nous avons été conduit de modifier ces facteurs. Pour certaines variables ou une sous relaxation importante est nécessaire. Par exemple : 0,45 pour la température et la pression.

## Les critères de convergence

Les erreurs produites sont testées par rapport à l'équation de continuité afin de vérifier le bilan de masse à chaque itération. La valeur du résidu limite constituant de fait le critère de convergence est difficile à estimer mais elle doit être choisie de telle sorte qu'elle permette d'obtenir à la fois une précision relativement bonne et un nombre peu élevé d'itérations à chaque pas de temps. Nous avons utilisé 60 comme nombre maximum d'itérations. Enfin, en ce qui concerne les sous itérations, nous prescrivons un facteur de réduction du résidu plutôt qu'un nombre fixe d'itérations.

## I.2. Validation des simulations

### I.2.1. Vérification par rapport à la distribution du climat interne

Pendant les trois journées du 29 septembre au 1 octobre 2009, nous avons procédé à des mesures du climat distribué à l'intérieur et à l'extérieur de la serre expérimentale. Les mesures de température et d'humidité relative ont été effectuées au niveau de 30 points différents équidistribués au sein de la serre à deux hauteurs différentes : 1 et 4 m. En parallèle on a mesuré d'une façon permanente les données climatiques à l'intérieur et à l'extérieur de la serre avec une période d'acquisition d'une minute, et une fréquence d'acquisition de  $5\text{ s}^{-1}$ .

Les figures 5.4, 5.5, 5.6 et 5.7 représentent l'évolution des profils de la température et de l'humidité absolue simulée et mesurée au centre et le long de la longueur, du Nord vers le Sud, de la serre à deux hauteurs différentes : 1 et 4 m. On observe qu'en général, les valeurs simulées sont légèrement inférieures aux valeurs mesurées. Pour la température, la différence atteint un maximum de  $0,94\text{ }^{\circ}\text{C}$  avec un écart type moyen de  $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Pour l'humidité la différence (simulée–mesurée) atteint un maximum de  $0,9\text{ g eau/Kg air sec}$  avec un écart type moyen de  $0,45\text{ g eau/Kg air sec}$ . D'une façon générale l'évolution du champ de température et d'humidité simulé suit celle du champ mesuré mais avec un écart assez faibles, ce qui permet globalement de valider notre simulation numérique.

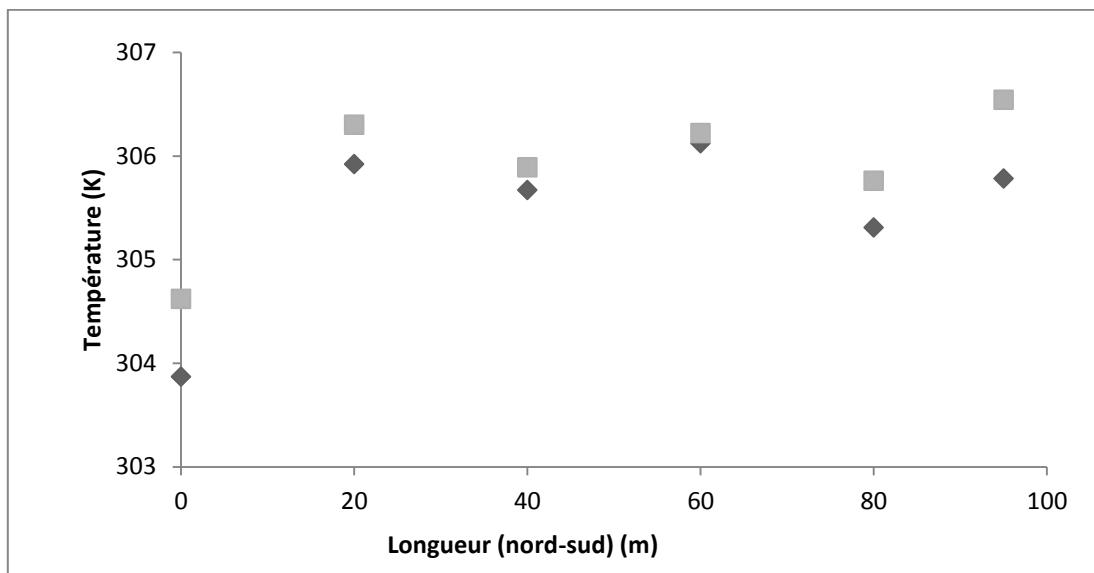


Figure 5. 4: Evolution des profils de température diurne simulée et mesurée au centre de la serre à 1 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)  
mesurée (◆) simulée (▲)

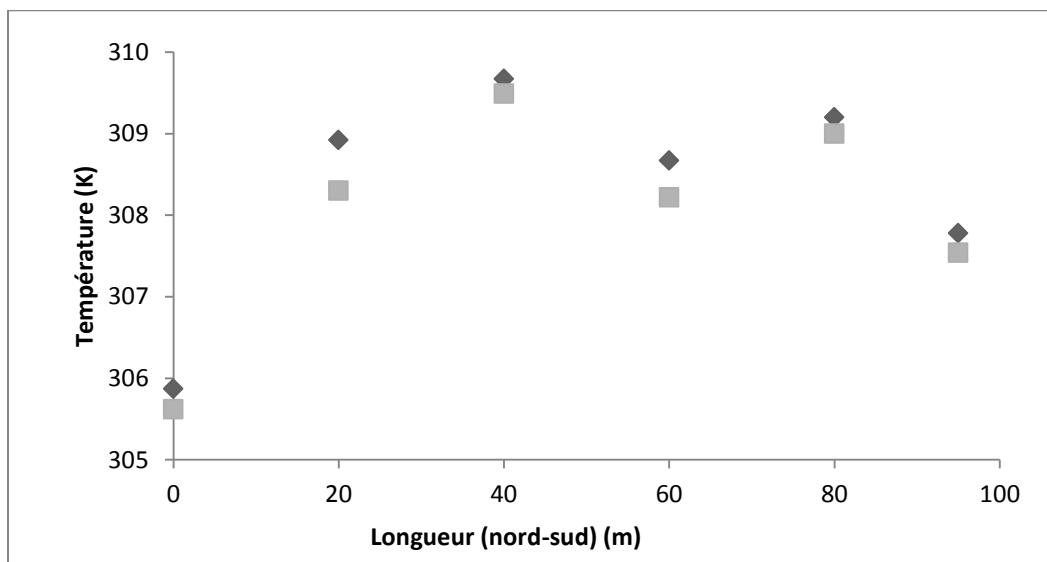


Figure 5. 5: Evolution des profils de température diurne simulés et mesurés au centre de la serre à 4 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)  
mesurée (◆) simulée (▲)

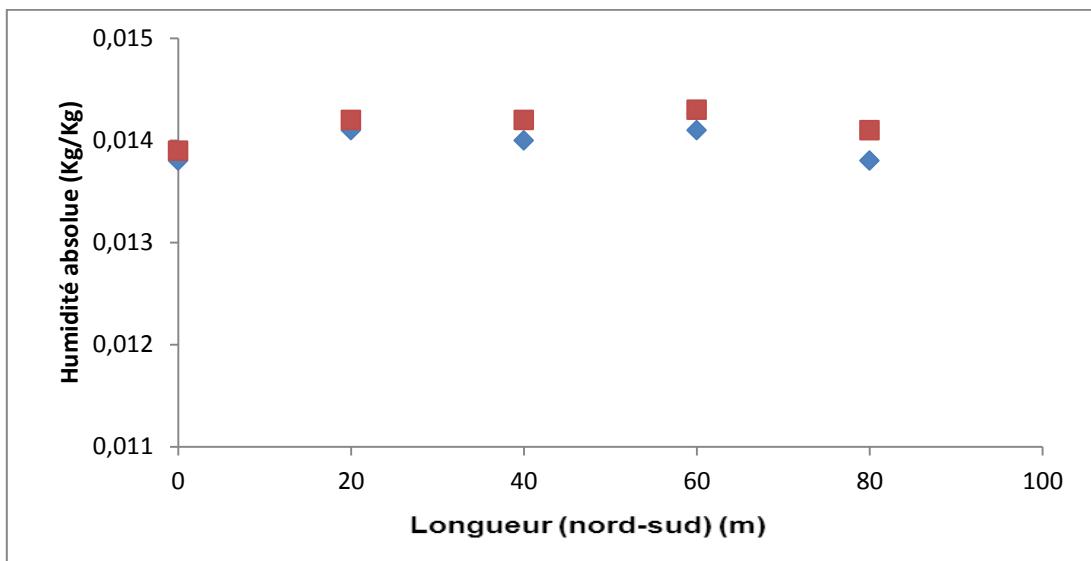


Figure 5. 6: Evolution des profils d'humidité absolue diurne simulés et mesurés au centre de la serre à 1 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)  
mesurée (♦) simulée (▲)

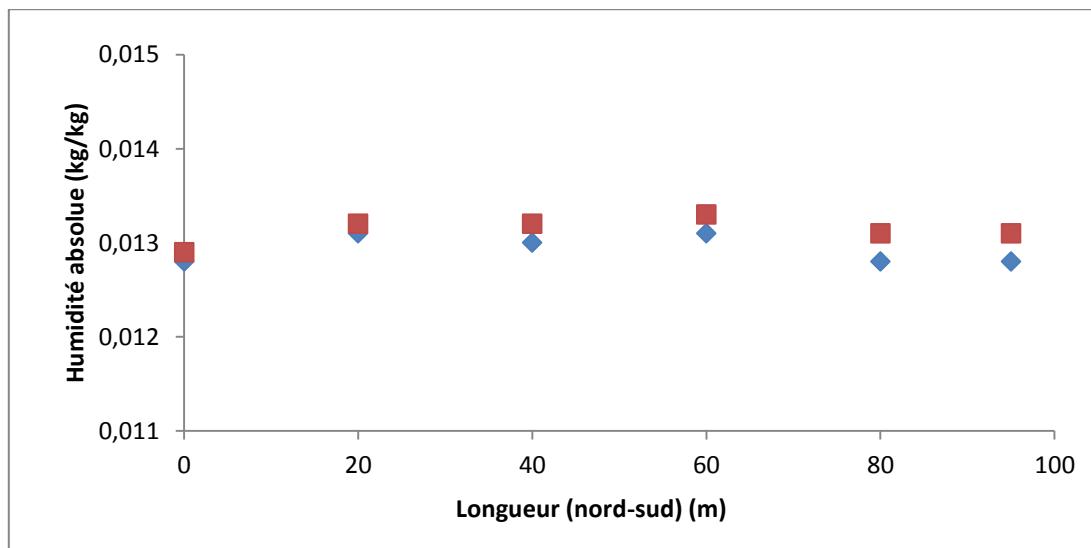


Figure 5. 7: Evolution des profils d'humidité absolue diurne simulés et mesurés au centre de la serre à 4 m au-dessus du sol, en fonction de la longueur de la serre (coupe pratiquée au centre de la serre)  
mesurée (♦) simulée (▲)

## I.2.2. Vérification par rapport au bilan d'énergie global de la serre

### Estimation de taux d'aération G:

En utilisant la figure 3.19 de la deuxième partie du chapitre trois qui représente l'évolution du taux de ventilation de la serre, donnée par l'équation 3.17, en fonction de la vitesse de l'air, nous pouvons déterminer le taux de ventilation de la serre pour la présente configuration (figure 5.1).

Dans ce cas : Pendant le jour et pour une vitesse extérieure égale à 2 m/s, le taux de renouvellement d'air estimé est égal à  $G = 158,65 \text{ m}^3/\text{s}$ .

### Estimation du rayonnement net $R_{\text{net}}$ :

Le rayonnement net sous abri est absorbé en partie par la végétation  $R_{A,V}$  et par la surface du sol interne de la serre  $R_{A,S}$ , se référant à la deuxième partie du chapitre trois portant sur l'étude de la ventilation naturelle de la serre, le rayonnement net peut être exprimé par l'équation 5.1 :

$$R_{\text{net}} = q_{Si,e} + q_{Li,e} + q_{Si,c} + q_{Si,w} + F_s \quad (5.1)$$

- $F_s$  le flux de chaleur à la surface du sol est mesuré à l'aide d'un flux-mètre.
- Le flux de chaleur sensible extraite par ventilation a été considéré comme étant proportionnel à l'écart de température  $\Delta T$  en °C entre l'intérieur et l'extérieur et au flux de renouvellement d'air :

$$q_{Si,e} = K_s \cdot \Delta T \quad (5.2)$$

où  $K_s$  est le coefficient de transfert de chaleur sensible véhiculée par la ventilation  $\text{W/m}^2 \text{ K}$ .

$$K_s = \rho_a c_p G / A_s \quad (5.3)$$

où  $\rho_a$  est la densité de l'air ( $\text{Kg/m}^3$ ) ;  $C_p$  est la chaleur spécifique à pression constante en ( $\text{J/kg.K}$ );  $G$  est le flux volumique d'air ( $\text{m}^3/\text{s}$ ); et  $AS$  est la surface du sol de la serre ( $\text{m}^2$ ).

- Le flux de chaleur latente extrait par ventilation  $q_{Li,e}$  en  $\text{W/m}^2$  est considéré comme étant proportionnel à l'écart de l'humidité entre l'intérieur et l'extérieur et au flux de renouvellement d'air :

$$q_{Li,e} = K_s \cdot \Delta w \quad (5.4)$$

où  $\Delta w$  représente la différence d'humidité absolue entre l'air intérieur et extérieur en  $\text{kg/kg}$  ;  $K_L$  est le coefficient de transfert de chaleur latente conduite par ventilation en  $\text{W/m}^2$ , il est donné par :

$$K_L = \rho_a \lambda G / A_S \quad (5.5)$$

où  $\lambda$  est la chaleur latente de vaporisation en  $\text{J/kg}$

- Le flux de chaleur échangé par convection entre l'air de la serre et la couverture du toit  $q_{Si,c}$  est considéré comme étant proportionnel à l'écart de température entre l'air interne et de la couverture plastique. Il est donné par la relation suivante :

$$q_{Si,c} = C_h (T_c - T_i) \quad (5.6)$$

où  $C_h$  est le coefficient d'échange de chaleur par convection entre l'air interne et la couverture plastique du toit en  $\text{W/m}^2\text{K}$ .

où  $T_c$  et  $T_i$  sont respectivement les températures de la couverture et de l'air interne ;

Pour la convection naturelle et dans le cas d'un flux turbulent, ce qui est notre cas,  $C_h$  est donné par la relation suivante (Wang, 1998)

$$C_h = 1,75 (T_c - T_i)^{0,333} \quad (5.7)$$

- La perte globale de chaleur sensible à travers la partie couverte de plastique des parois latérales,  $q_{Si,w}$  est estimée par l'expression suivante :

$$q_{Si,w} = K \cdot \Delta T \quad (5.8)$$

$$K = a + bU \quad (5.9)$$

Pour la présente configuration  $a=0,72 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  et  $b=0,06 \text{ J/m}^2\cdot\text{K}$

Connaissant les valeurs numériques mesurées et simulées, on obtient les valeurs estimées des différents termes de l'équation 5.1 pour l'estimation du rayonnement net  $R_{net}$  pendant le jour (Tableau 5.1)

Table 5. 1: Valeurs estimées du taux de ventilation et des différents termes de l'équation du bilan d'énergie global

Termes	$G$ ( $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ )	$q_{Li,e}$ ( $\text{W m}^{-2}$ )	$q_{Si,e}$ ( $\text{W m}^{-2}$ )	$q_{Si,c}$ ( $\text{W m}^{-2}$ )	$q_{Si,w}$ ( $\text{W m}^{-2}$ )	$F_S$ ( $\text{W m}^{-2}$ )	$R_{net}$ ( $\text{W m}^{-2}$ )	$R_{net}$ ( $\text{W m}^{-2}$ )
Calculé (voir chap3)	Calculé en utilisant (5.3)  (5.4)	Calculé en utilisant (5.1)  (5.2)	Calculé en utilisant (5.1)  (5.2)	Calculé en utilisant (5.6)  (5.7)	Calculé en utilisant (5.8)  (5.9)	Mesuré	(5.1)	Mesuré
Valeur	158,65	92,04	109,02	37,67	6,72	51	455,1	451,6

Ces résultats, montrent le bon accord entre les valeurs simulée et mesurée du rayonnement net pendant la période diurne  $R_{net \sim} = 1,01 R_{net \text{ mes}}$

### I.3. Description détaillée du microclimat distribué au sein de la serre

Dans ce paragraphe on présentera les distributions détaillées du microclimat issues de la simulation. Pour la clarté des résultats nous avons choisi de représenter les champs simulés sous forme de champ de vecteur ou de scalaires ou même de coupes pratiquées pour un

niveau donné. Les profils présentés dans cette partie sont donc tous issus du post processeur du logiciel.

### I.3.1. Étude du microclimat diurne

Le tableau 5.2, regroupe les valeurs des moyennes et des écarts types des différents paramètres mesurés et utilisés comme conditions aux limites dans la simulation du microclimat diurne. Ces valeurs correspondent à des conditions climatiques diurnes moyennes mesurées à la mi-journée entre 11h et 14h solaire en l'absence de couverture nuageuse :

Paramètres	Moyenne	Ecart type
Température extérieure $T_e$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	25,34	0,94
Humidité relative extérieure $Rh_e$ (%)	38,18	2,3
Température du ciel $T_{\text{sky}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	17,83	1,15
Température de la végétation $T_v$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	27,23	0,33
Température de la surface du sol de la serre $T_{si}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	32,12	0,84
Direction du vent $D_v$ (degré)	127,71	7,37
Vitesse vent (m/s)	2	0,037
Rayonnement net au-dessus de la végétation ( $\text{W}/\text{m}^2$ )	451,6	2,45
Flux du sol intérieur ( $\text{W}/\text{m}^2$ )	51	1,13

Table 5. 2 : Mesures expérimentales moyenne (réalisées entre 11h et 14h) durant 3 jours (29 septembre au 01 octobre, 2009) des paramètres climatiques de la serre qui sont utilisées comme conditions aux limites pour les simulations du microclimat du jour

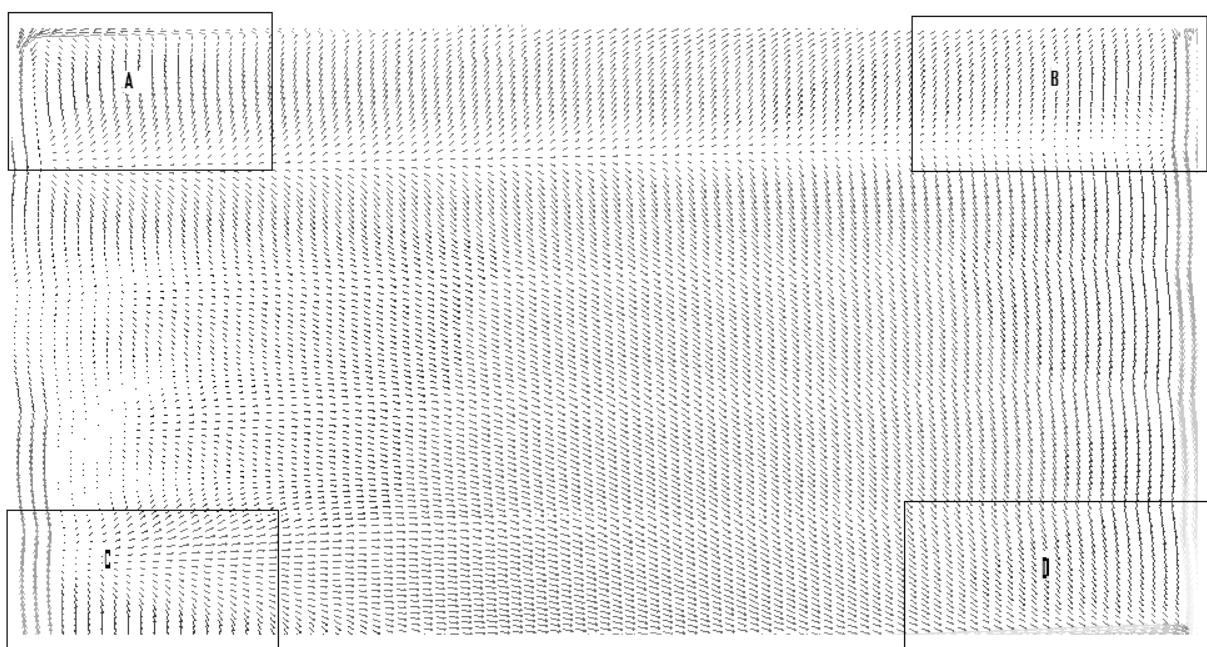
### I.3.2. Analyses et discussions des paramètres climatiques de l'air de la serre

#### Champs de vitesse

Le champ de vitesse simulé est représenté selon des coupes horizontale et verticale dans la serre équipée de filets anti-insectes. La figure (5.8) relative à une coupe horizontale du

champ dynamique au niveau des ouvrants et au-dessus du couvert végétal, montre que l'écoulement de l'air à travers le filet ainsi qu'à l'intérieur de la serre se caractérise par un ralentissement des vitesses relativement à celle du vent extérieur. Cette figure met l'accent sur un sens dominant du flux d'air de l'Ouest vers l'Est. Ce flux n'est pas uniforme car perturbé par les entrées et sorties d'air via les ouvrants du toit. En moyenne la vitesse de l'air intérieur est de  $0,4 U_{ext}$  ceci est dû principalement à la présence du filet anti-tripes sur les ouvrants d'aération et qui contribue partiellement à la résistance à l'écoulement de l'air. En effet, les filaments constituant le tissu du filet freinent le débit d'air à l'amont en contractant les courants d'air, ainsi des pertes de charges prennent naissance.

D'après la même figure et les agrandissements (figures 5.9, 5.10, 5.11 et 5.12) au niveau des coins (A, B, C et D) de la serre, à 4 m au-dessus du sol, on observe des zones de circulation d'air dues principalement aux interférences entre les deux courants d'air de direction opposée en provenance des ouvrants latéraux et nourri par l'air qui est entré à travers les ouvrants du toit.



**Figure 5.8: Champ dynamique issu de la simulation (m/s)**  
*(Coupe horizontale à 4 m au-dessus du sol)*  
*(Voir agrandissement au niveau des zones A, B, C et D)*

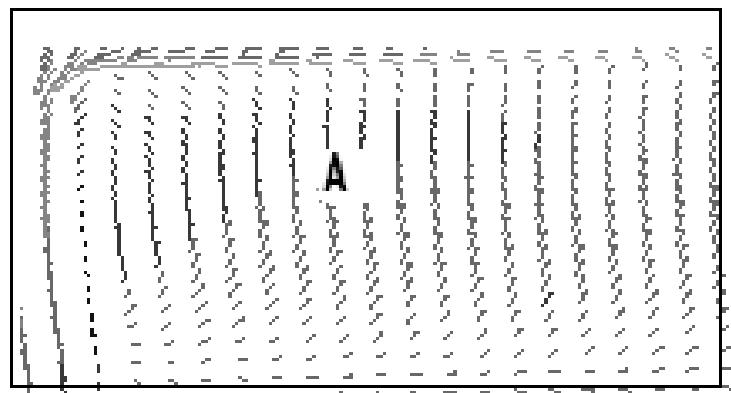


Figure 5. 9: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (A) de la figure (5.8)

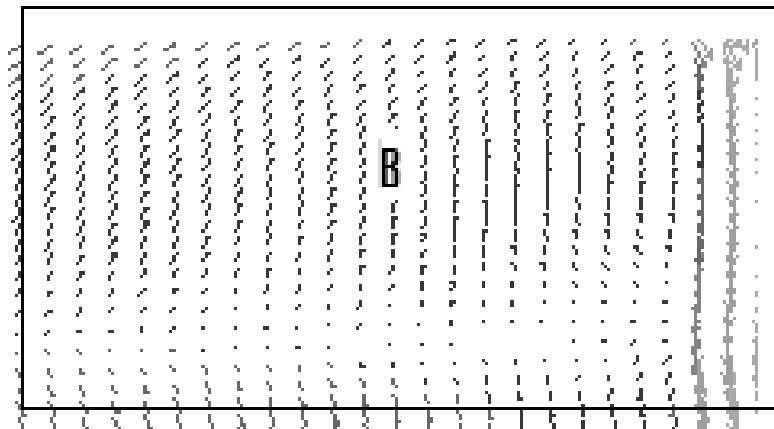


Figure 5. 10: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (B) de la figure (5.8)

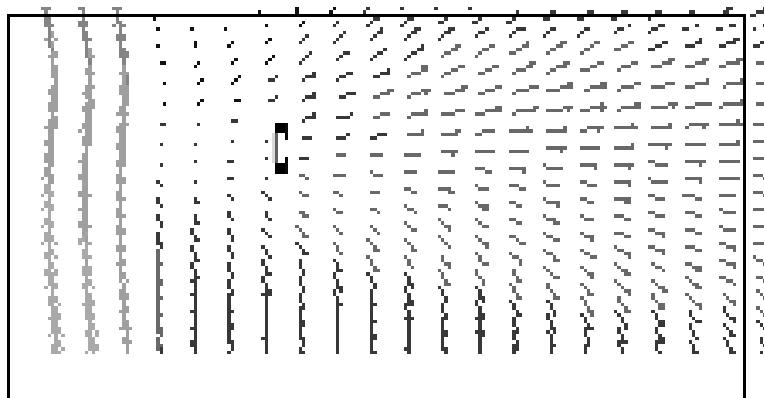


Figure 5. 11: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (C) de la figure (5.8)

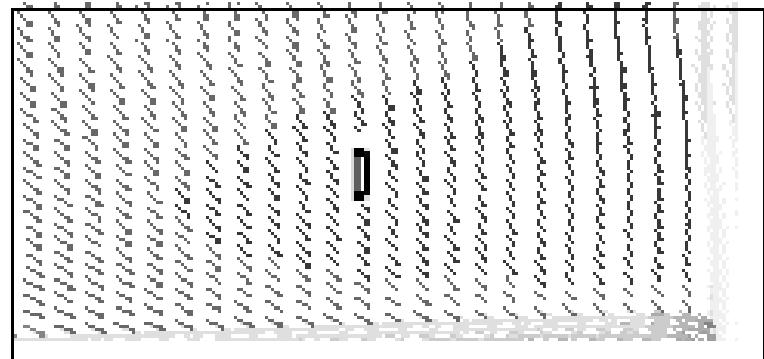
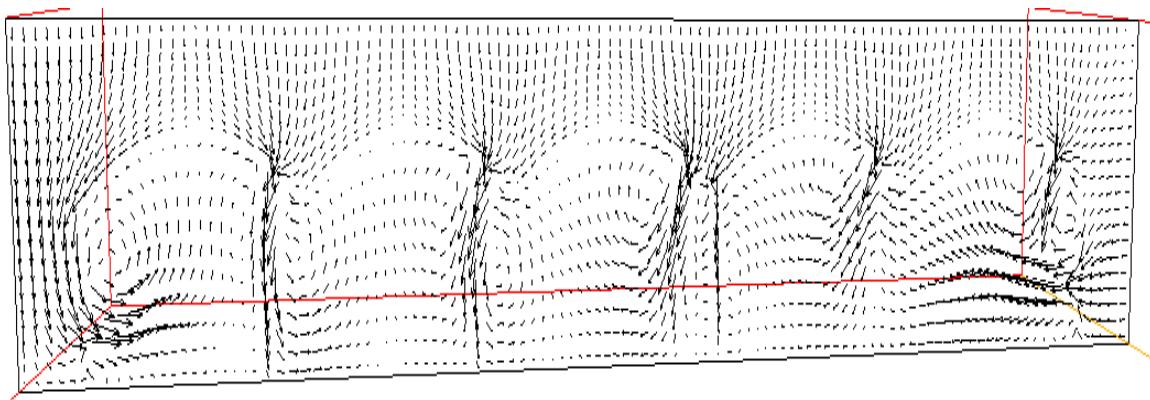


Figure 5. 12: Zoom du champ de vitesse simulé dans le coin (D) de la figure (5.8)

Une coupe verticale pratiquée au centre de la serre, selon la direction de l'écoulement figure (5.13), met en évidence les entrées et sorties de l'air. On constate que non seulement un jet significatif d'air frais entre par l'ouvrant latéral Ouest (situé au vent), mais une infiltration d'air à contre-courant pénètre aussi à travers la partie haute de la paroi Est ainsi qu'à travers les 5 ouvrants zénithales du toit.



**Figure 5. 13:** Champ dynamique simulé au centre de la serre (m/s)  
(Coupe verticale au centre de la serre selon la direction de l'écoulement)

On peut également remarquer une circulation d'air ondulante à l'intérieur de la serre influencée à la fois par les entrées et sorties d'air à travers les ouvertures de ventilation latérale et zénithale et la forme en arc des chapelles. Du fait de cette circulation, le courant d'air général est périodiquement freiné par la couverture végétale ce qui fait apparaître des remous presque sous toutes les chapelles avec une nette différence entre la première et la dernière chapelle comparées avec celle du milieu. Ces remous permettent le brassage de l'air intérieur et favorisent ainsi l'homogénéisation du climat interne de la serre. Les grandes vitesses de l'air intérieur sont relevées près de la paroi Ouest (entrée de l'air), de la paroi Est et des ouvrants du toit. Il est à noter que les sorties de l'air chaud se font au niveau de la partie basse de la paroi Est ainsi qu'à travers les ouvrants zénithales du toit tout en se glissant au-dessus des couches d'air froides entrantes.

Enfin, on observe aussi une augmentation de la vitesse extérieure au niveau du bord d'attaque du toit de la serre par rapport au vent à l'amont du domaine. Cette augmentation est due principalement au décollement du vent au niveau de l'obstacle que constitue la serre, puis son recollement à la surface du toit.

La coupe verticale du champ de vitesse au centre de la serre, selon la direction perpendiculaire à celle de l'écoulement d'air (figure 5.14), montre l'homogénéité de la vitesse sur toute la longueur de la serre (*du Nord vers le Sud*) et cela pour une même hauteur.

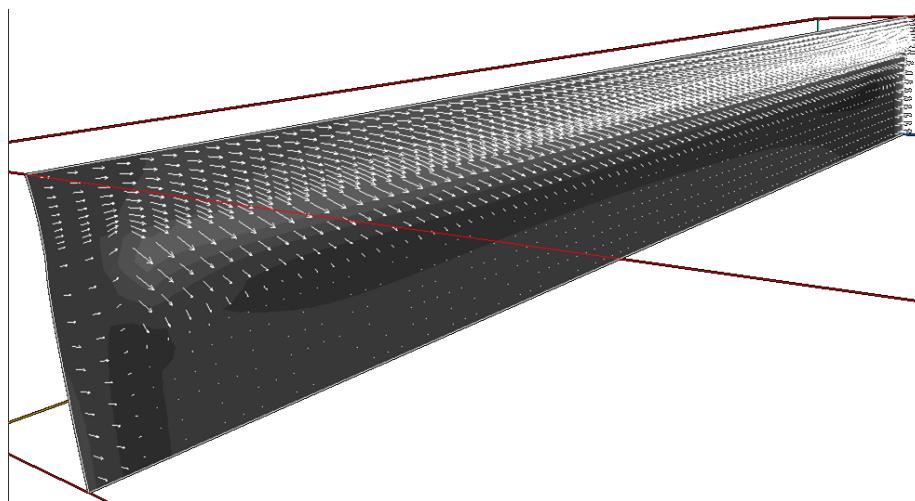


Figure 5. 14: *Champ dynamique simulé au centre de la serre (m/s)*  
(coupe verticale au centre de la serre perpendiculaire à la direction du vent dominant)

La figure (5.15) représente le profil vertical de vitesse simulée au centre de la serre en fonction de la hauteur. Elle démontre clairement l'uniformité du flux d'air et l'inversion de la direction de l'écoulement au niveau de la végétation. Les vitesses au-dessus du couvert végétal sont nettement plus importantes que celles qui y sont observées à l'intérieur.

Les figures (5.16) et (5.17) présentent respectivement les profils de vitesse d'air simulée au centre de la serre à 1 et 4 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre (*de l'Ouest vers l'Est*). Il est clair que la vitesse au niveau de la végétation est homogène et faible (environ 0,18 m/s dans le sens opposé au courant extérieur). Les profils de vitesse aux niveaux de 4 m au-dessus du sol montrent que la vitesse d'air y est plus importante qu'à 1 m de hauteur. On note aussi une augmentation de la vitesse de l'air au fur et à mesure qu'on avance dans la serre, c'est-à-dire de l'*Ouest vers l'Est*. Ce phénomène est dû principalement à

l'entrée d'air qui provient des ouvrants zénithaux du toit, la vitesse moyenne passe de 0.35 m/s en amont (*Ouest*) à 0.83 m/s en aval (*Est*) de la serre.

Par ailleurs, les figures 5.18 et 5.19 qui représentent respectivement les profils transversaux (*Nord-Sud*) de vitesse de l'air simulée au centre de la serre à 1 et 4 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre, montrent l'homogénéité de la vitesse pour chacun de ces niveaux.

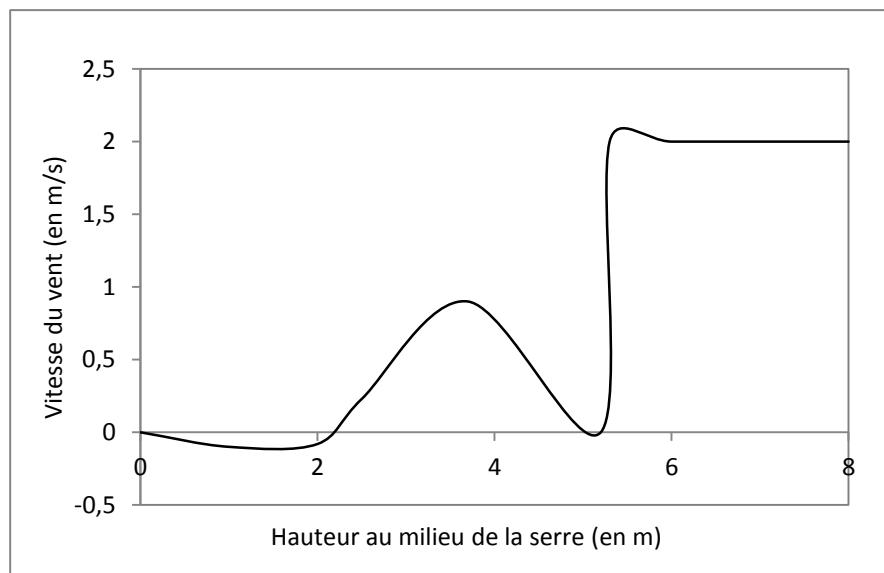


Figure 5. 15: Profil vertical de vitesse simulée au centre (m/s) de la serre en fonction de la hauteur de la serre

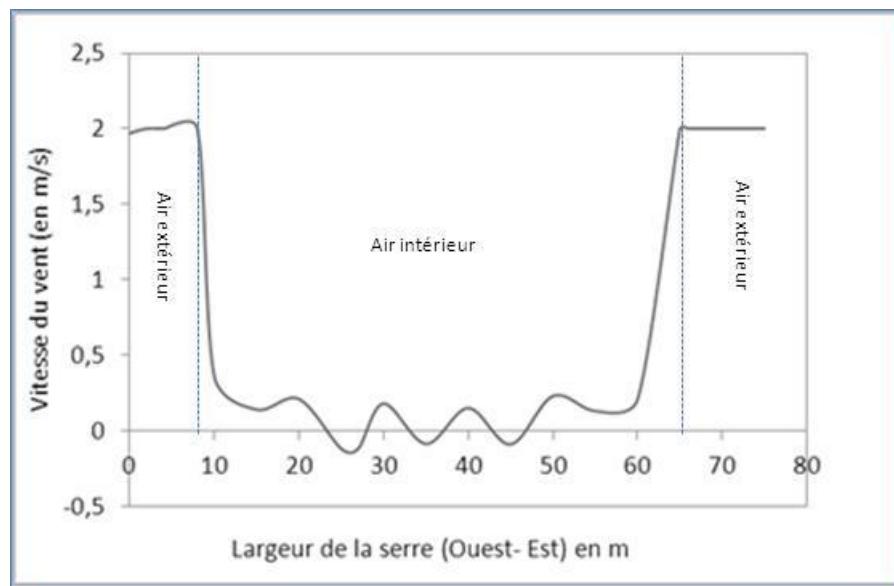


Figure 5. 16: Profil de vitesse simulé (m/s) à 1m au-dessus du sol le long de la largeur de la serre

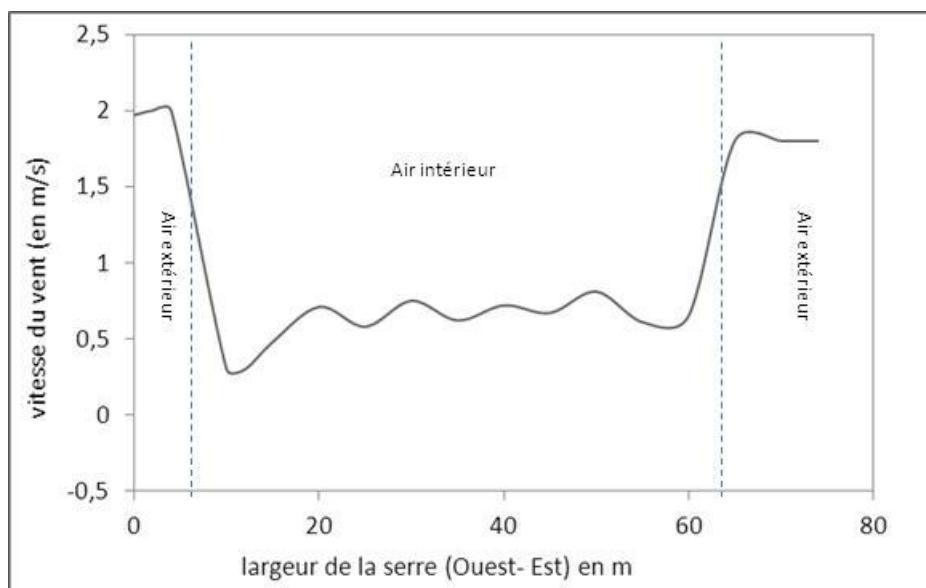


Figure 5. 17: Profil de vitesse simulé (m/s) à 4 m au-dessus du sol le long de la largeur de la serre

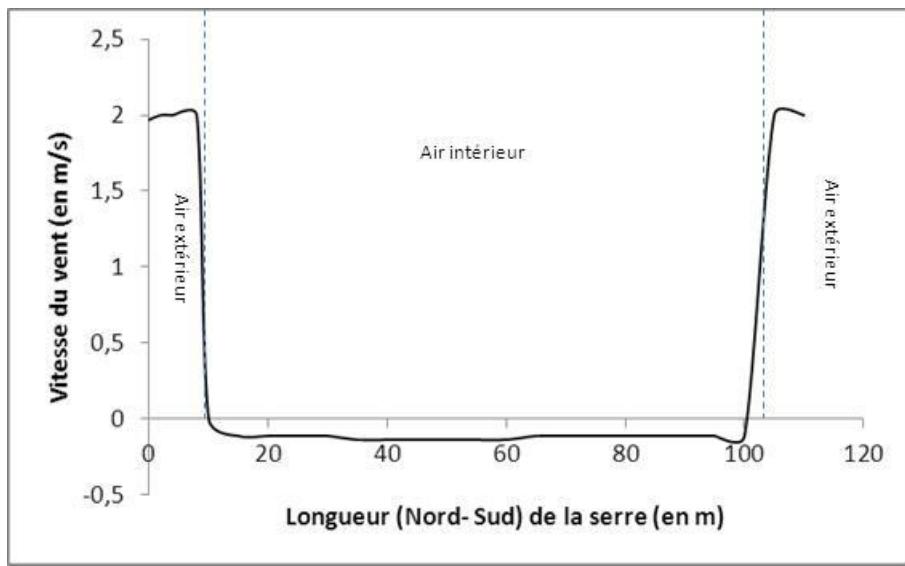


Figure 5. 18: Profil de vitesse simulé (m/s) à 1m au-dessus du sol le long de la longueur de la serre

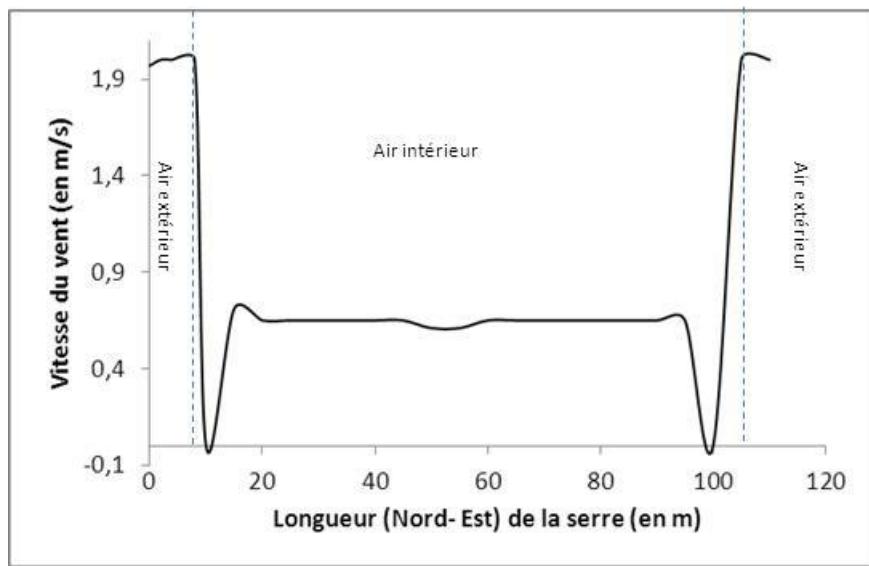


Figure 5. 19: Profil de vitesse simulé (m/s) à 4 m au-dessus du sol le long de la longueur de la serre

### Champs de Température

Les figures 5.20, 5.21 et 5.22 représentent respectivement les champs thermiques simulés selon des coupes horizontales situées à 1, 3 et 4 m au-dessus du sol. On observe tout d'abord que la température est élevée à l'intérieur de la serre (un écart de température entre

l'extérieur et l'intérieur qui varie entre 4°C comme minimum et environ 10°C comme maximum) et que sa distribution dépend fortement de la pénétration de l'air extérieur qui refroidit l'air intérieur. Juste sous les ouvrants du toit à 4 m au-dessus du sol (figure 5.20) et au-dessus de la végétation la température est hétérogène (figure 5.21), alors qu'au niveau du sol (figure 5.22) elle est un peu plus homogène que dans les autres niveaux. La zone la plus chaude (311 K) est située au niveau du sol (figure 5.22) à peu près à 26 m en aval de l'entrée de la serre et aussi au niveau du toit. En effet, la forme en arc des chapelles leur procure la caractéristique d'emmagasiner l'air chaud et moins dense qui s'élève vers la toiture.

A la hauteur de 1 m, on observe l'existence de trois zones distinctes :

- Une zone plus chaude se situe au milieu de la serre et donc la moins aérée où la température atteint les environs de 310 K. Cette augmentation de température est particulièrement importante à 26 m en aval de l'entrée de la serre près de l'extrémité située au vent où on observe une interférence entre le courant d'air entrant et un courant d'air interne soufflant dans le sens contraire.
- Une zone moins chaude qui s'observe auprès de la paroi Ouest en contact direct avec l'air froid et humide entrant.
- Et finalement une zone auprès de la paroi Est où il y'a dégagement de l'air chaud de l'intérieur de la serre vers l'extérieur.

La figure 5.23 représente une coupe verticale du champ de température de l'air au centre de la serre dans la direction de l'écoulement. Cette figure permet d'observer le gradient de température qui se développe dans les zones situées près de la couverture de la serre. Elle démontre aussi l'existence des 5 entrées d'air froid, correspondantes aux ouvrants du toit et de la paroi Ouest et des sorties d'air chaud principalement par la paroi latérale Est et minoritairement via les ouvrants zénithaux du toit.

Les figures 5.24 et 5.25 représentent les profils de température respectivement à 1 et 4 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre en allant de l'Ouest vers l'Est. On observe qu'à 1 m de hauteur, la distribution de température se caractérise par une zone relativement moins chaude (303 K) située dans les 10 m de la paroi Ouest au vent et une zone où la température est élevée (311 K) et est presque homogène. Tandis qu'à 4 m la température est élevée et est hétérogène, les ouvrants du toit constituent des entrées d'air frais et humide ce qui explique l'alternance observée sur ce profil.

Les figures 5.26 et 5.27 représentent respectivement les profils de température à 1 et 4 m au-dessus du sol en fonction de la longueur de la serre (Nord- Sud), elles mettent en évidence l'existence d'une grande homogénéité de la distribution de la température le long d'une même chapelle.

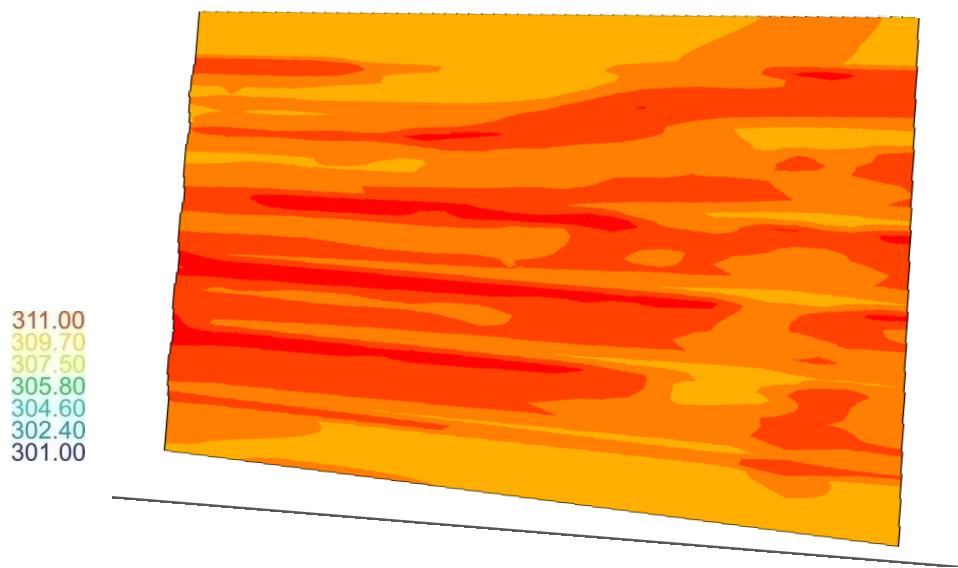


Figure 5. 20: *Champ thermique simulé  
(Coupe horizontale à 4 m au-dessus du sol)*



Figure 5. 21: Champ thermique simulé  
(Coupe horizontale à 3 m au-dessus du sol)

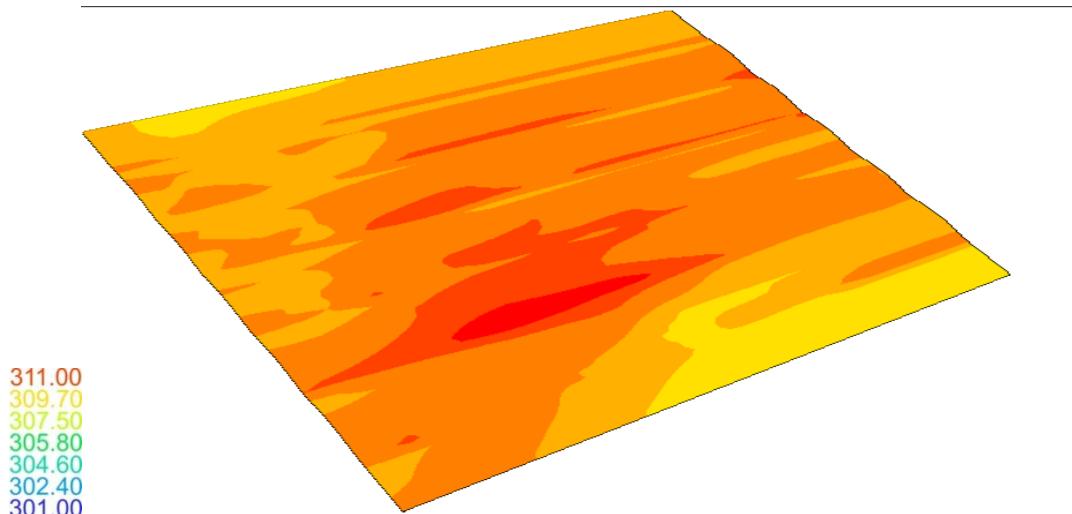


Figure 5. 22: Champ thermique simulé  
(Coupe horizontale à 1 m au-dessus du sol)

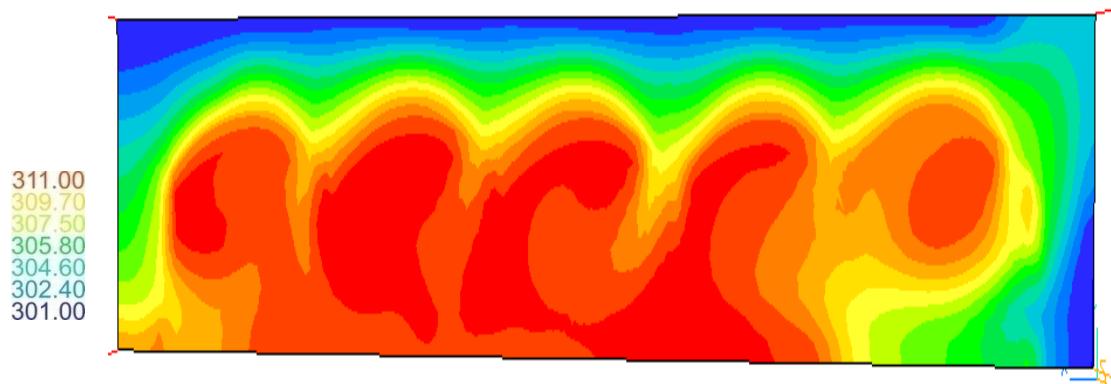


Figure 5. 23: *Champ thermique simulé (en degré K) au centre de la serre  
(Coupe verticale selon la direction de l'écoulement)*

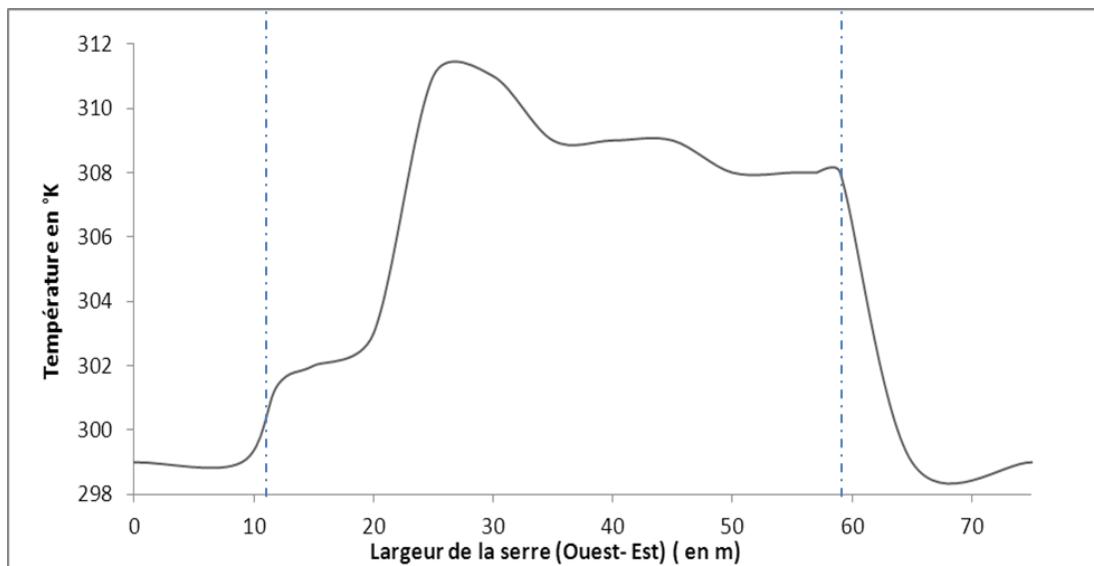


Figure 5. 24: *Profil de Température simulé à 1 m au-dessus du sol en fonction de le long de la largeur de la serre*

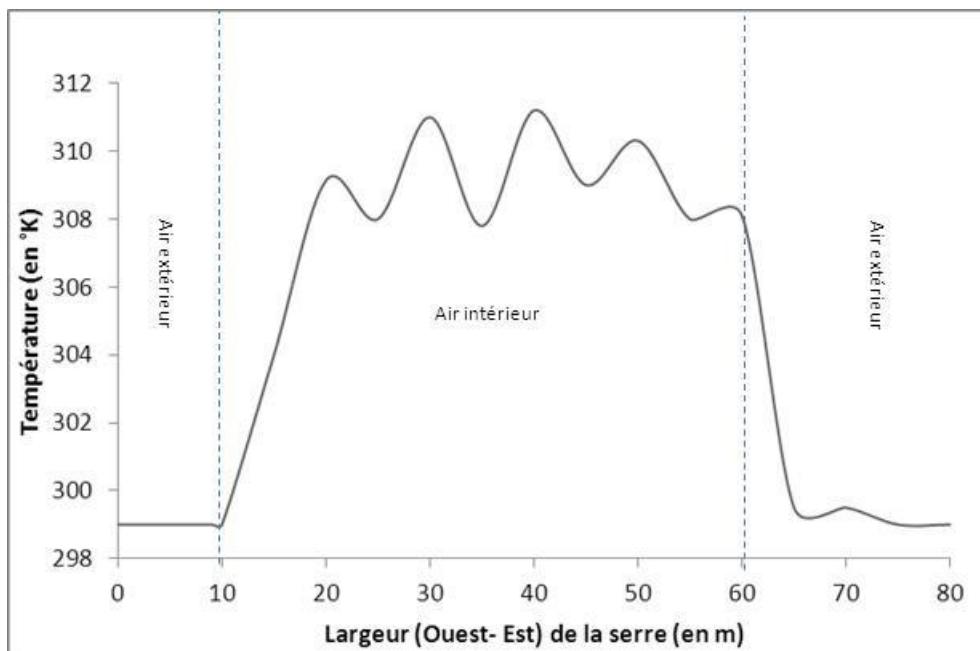


Figure 5. 25: Profil de Température simulé à 4m au-dessus du sol le long de la largeur de la serre

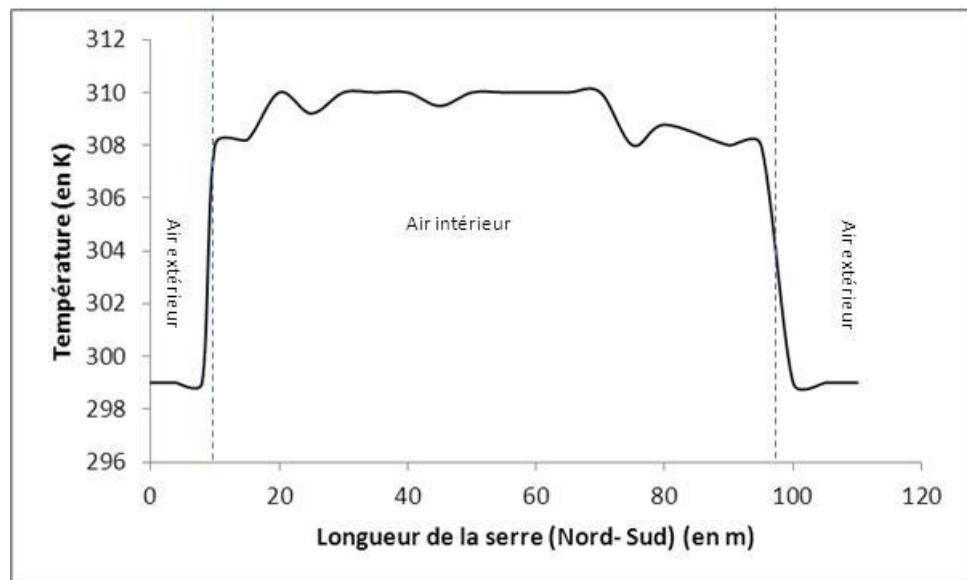


Figure 5. 26: Profil de Température simulé à 1m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre

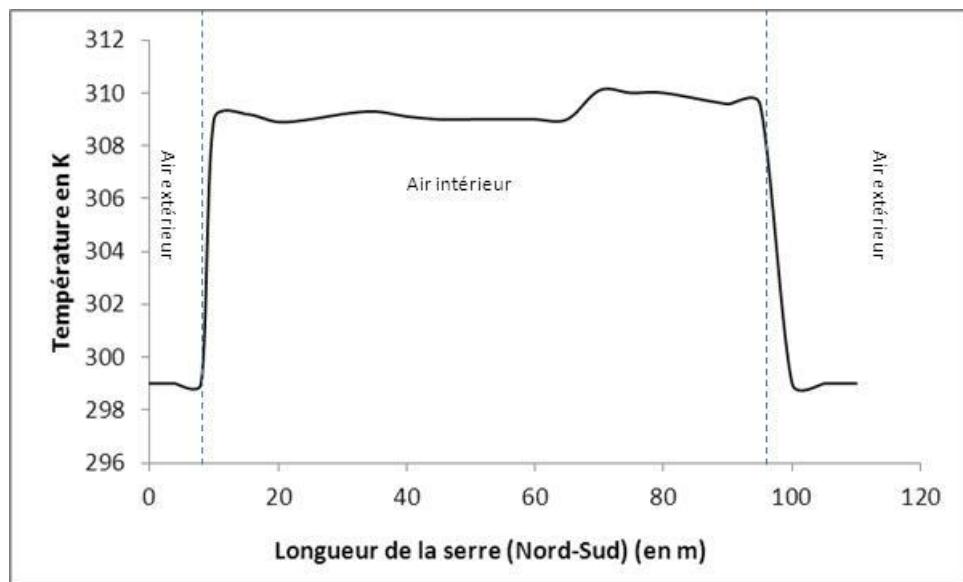


Figure 5. 27: *Profil de Température simulé à 4m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre*

### Champs d'humidité absolue

La figure 5.28 présente une coupe verticale du champ d'humidité absolue au centre de la serre, selon la direction de l'écoulement. Cette figure montre clairement que les régions les moins humides sont situées au milieu de la serre loin des ouvrants d'aération. Alors que les zones les plus humides sont situées près de la paroi Ouest et les ouvrants du toit. Ce résultat illustre globalement l'homogénéité de l'humidité au sein de la serre et que celle-ci reste nettement inférieure que celle de l'air extérieur.

Le champ d'humidité peut également s'apprécier à partir des données d'humidité absolue. Les figures 5.29, 5.30 et 5.31 représentent respectivement la distribution de l'humidité absolue selon des coupes horizontales pratiquées à 1, 3 et 4 m au-dessus du sol. On observe que l'humidité à 1 m est inférieure qu'à celle qu'on observe à 3 et 4 m. Au niveau de la végétation (1 m) la distribution du champ d'humidité est homogène car l'écoulement d'air à ce niveau est faible. L'homogénéité s'accroît au fur et à mesure qu'on s'éloigne du couvert végétal. L'humidité absolue augmente à partir de 3 m de hauteur et au-delà puisque, à ce niveau, l'air intérieur est alimenté par les ouvrants du toit par un air plus frais et plus humide et que la résistance à l'écoulement par le couvert végétal à ce niveau est minime.

Les figures 5.32 et 5.33 représentent les profils d'humidité absolue au centre de la serre respectivement à 1 et 4 m le long de la largeur de la serre. Il est clair que l'humidité à 1 m au-

dessus du sol est très inférieure à celle de l'extérieur et que sa variation au sein de la végétation dans le sens de l'écoulement est faible. On observe cependant une augmentation au niveau des entrées de l'air. L'humidité à 3 m est sensiblement plus élevée que celle observée à 1 m. L'humidité de l'air à 4 m fluctue légèrement et est généralement moins élevée par rapport à celle de l'extérieur.

Les profils d'humidité absolue au centre de la serre à 1 et 4 m le long de la longueur de la serre sont reproduits respectivement sur les figures 5.34 et 5.35. D'après ces deux figures, on observe que l'humidité est constante pour une hauteur donnée sur toute la longueur de la serre.

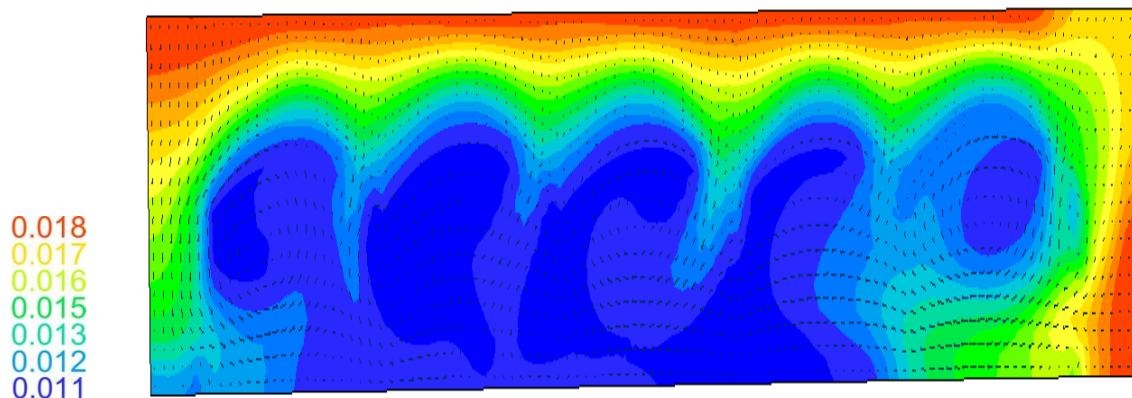


Figure 5. 28: Champ d'humidité absolue ( $\text{Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg}_{\text{air sec}}$ ) simulée au centre de la serre  
(Coupé verticale selon la direction de l'écoulement)

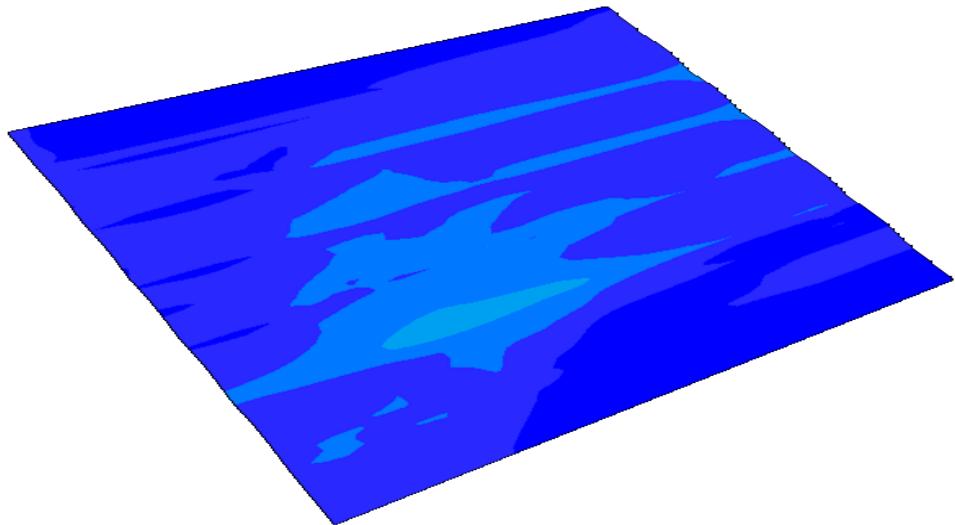


Figure 5. 29: *Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée  
(Coupe horizontale à 1 m au-dessus du sol)*

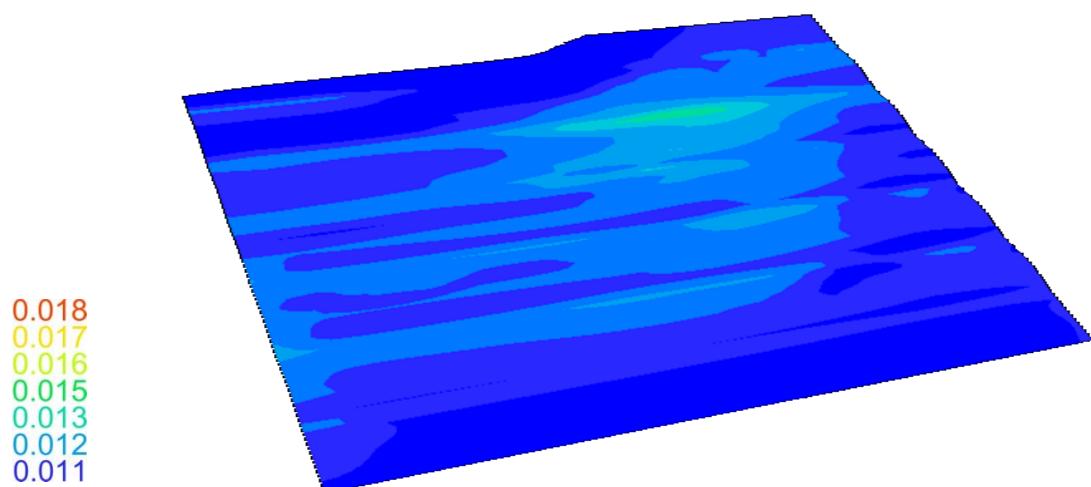


Figure 5. 30: *Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée au centre de la serre  
(Coupe verticale à 3 m selon la direction de l'écoulement)*

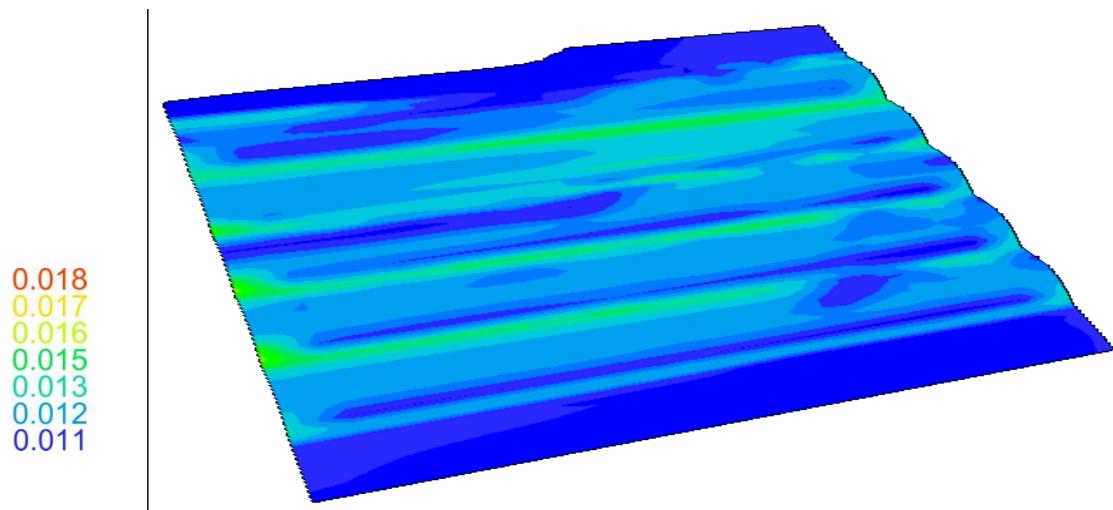


Figure 5. 31: *Champ d'humidité absolue (Kg eau /Kg air sec) simulée (Coupe horizontale à 4m au-dessus du sol)*

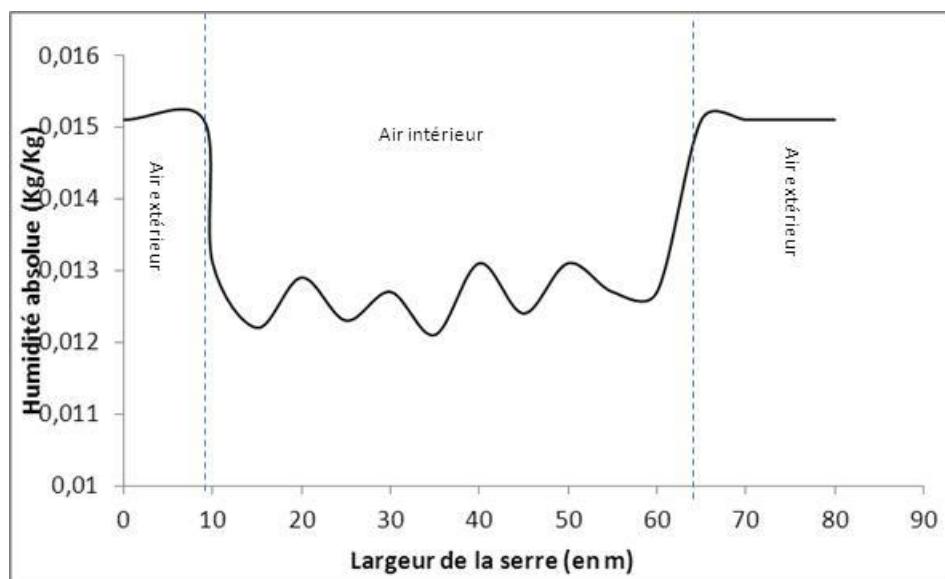


Figure 5. 32: *Profil d'humidité absolue simulée à 4m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre*

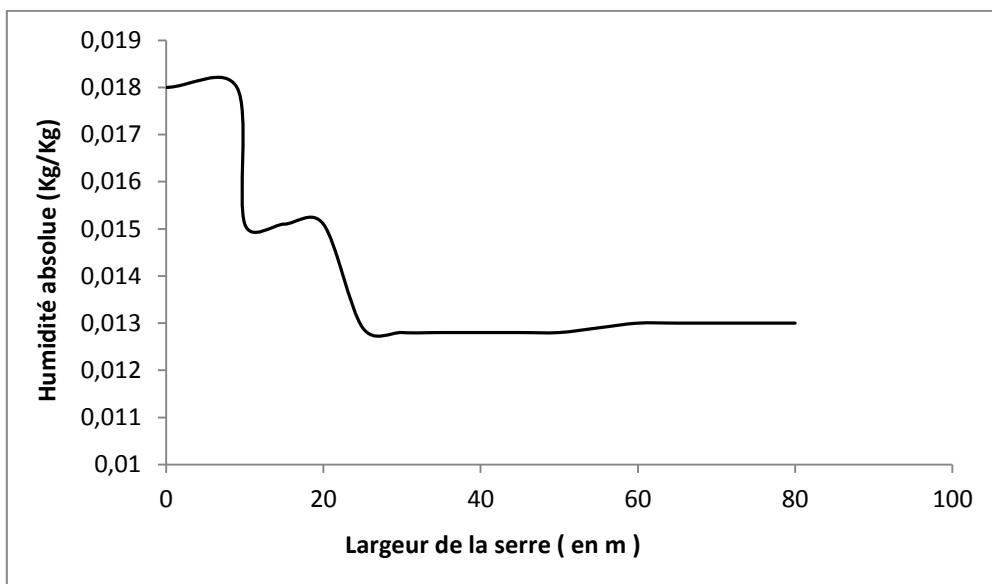


Figure 5. 33: Profil d'humidité absolue simulée à 1 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre

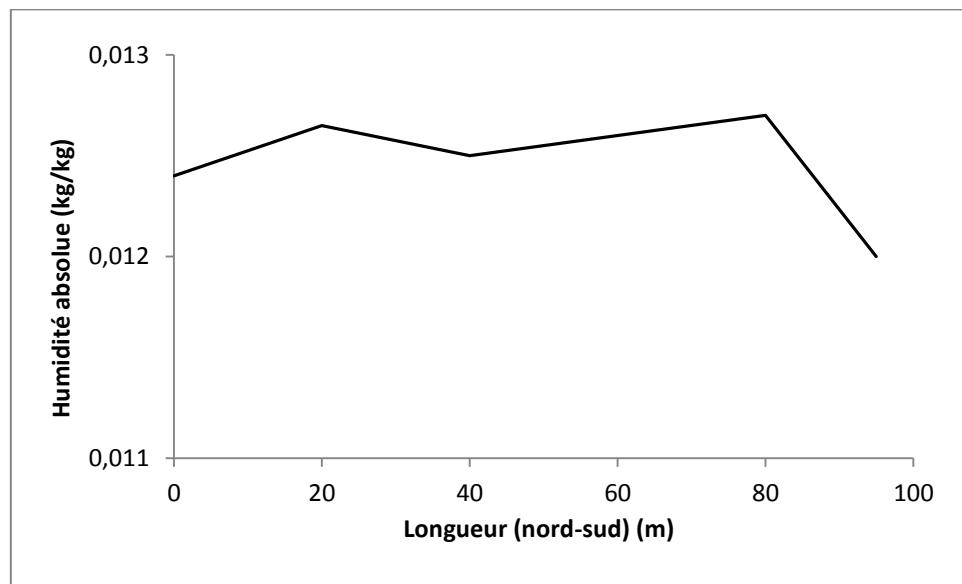


Figure 5. 34: Profil d'humidité absolue simulée à 1m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre

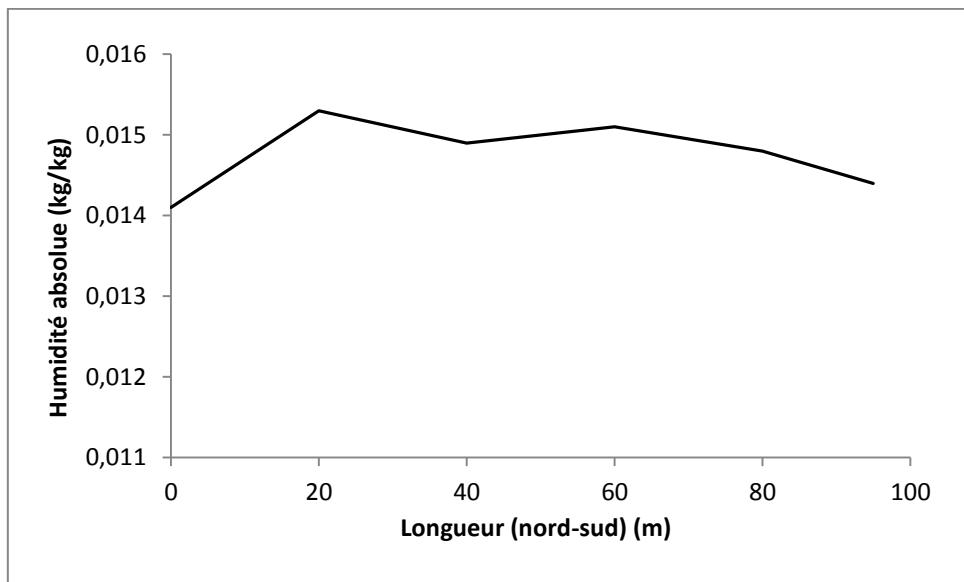


Figure 5. 35: Profil d'humidité absolue simulée à 4 m au-dessus du sol en fonction de la largeur de la serre

A partir de ce qui précède nous pouvons reconstituer la circulation générale de l'air au sein de la serre de la façon suivante : l'air froid et humide pénètre majoritairement par l'ouverture latérale située au vent et à travers les ouvrants zénithaux du toit situés à 5 m de hauteur. Cet air est d'abord réchauffé à humidité presque constante (priorité aux échanges thermiques sensibles) et quand le déficit de saturation d'air est assez élevé (à peu près vers le milieu de la serre). Les échanges thermiques latents prennent le relais des échanges sensibles. On met également en évidence une pénétration d'air froid au niveau de la végétation à travers l'ouvrant du côté *Est* situé sous le vent. Cette ouverture étant surtout une entrée d'air dans sa partie supérieure. De son côté, l'air chaud et humide quitte la serre principalement via la partie inférieure de l'ouvrant latéral Est et secondairement par des faibles infiltrations de couches d'air chaudes au travers des ouvrants du toit toutes en glissant sur les couches d'air froides entrantes.

### I.3.3 Analyse des effets des filets anti-insectes sur le climat interne de la serre

Nous avons effectué des simulations numériques dans l'objectif d'étudier l'impact de la mise en place d'autres types de filets anti-insectes sur les ouvrants de notre serre expérimentale. Nous présentons sur la figure 36, les profils verticaux de la vitesse calculés au

centre de la serre par rapport à la vitesse extérieure pour les trois types de filets (anti-Bemisia, anti-aphides et anti-thrips) et dans le cas où les ouvrants sont dépourvus de filets anti-insectes (on prend dans ce cas : le coefficient de perte de charge non-linéaire  $C_F=0$  et la perméabilité  $K$  infini). On constate une importante diminution de la vitesse de l'air à l'intérieur de la serre avec la diminution de la taille des mailles du filet. Cette diminution peut atteindre les 75% de la vitesse extérieure dans le cas de l'utilisation de filet anti-thrips.

Comme pour les profils verticaux de vitesse, on a pu comparer les profils verticaux de différence de température ( $T_{\text{sim}} - T_{\text{ext}}$ ) figure 37 entre chaque point de la serre et l'extérieur et ceci pour les trois types de filets. On constate une forte augmentation de la température au fur et mesure que la taille des mailles des filets diminue. Ainsi, l'écart peut atteindre jusqu'environ 12°C de température.

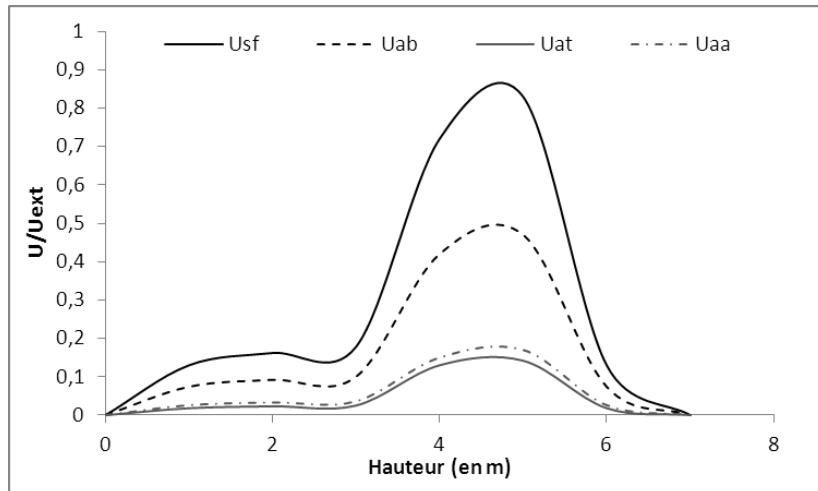


Figure 5. 36 : Profile verticaux de vitesse simulés au centre de la serre adimensionnés par rapport à la vitesse extérieure, en fonction de la hauteur de la serre

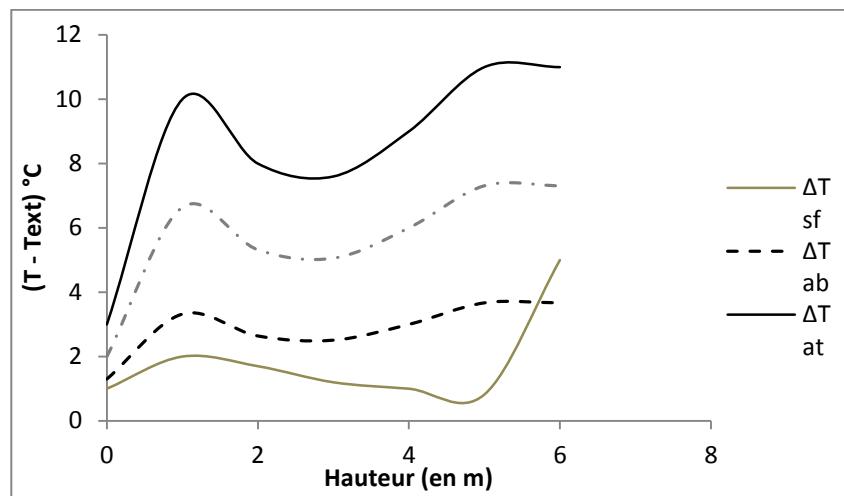


Figure 5. 37 : Profil de différence de température avec l'extérieur ( $T_{int} - T_{ext}$ ) au centre de la serre, en fonction de la hauteur de la serre

## Conclusion

Nous avons abordé dans ce dernier chapitre l'étude des champs des variables climatiques dans une nouvelle structure de serre de grande portée, soumise à une convection forcée. Nous avons procédé à des simulations à l'aide d'un code de calcul basé sur un schéma de discréétisation aux volumes finis des équations qui régissent les échanges convectifs et diffusifs dans un écoulement turbulent. Les effets dynamiques de la végétation ont été simulés à partir de l'approche milieu poreux proposée par Darcy et remaniée par Forchheimer, tandis que les effets thermiques et la prise en compte de la transpiration des plantes ont été modélisés par la prise en compte des résistances aérodynamiques et stomatiques foliaires. Enfin, l'effet radiatif en provenance du soleil (rayonnement solaire : courtes longueur d'ondes) et de l'atmosphère (rayonnement thermique grandes longueur d'ondes) et couplé avec les échanges convectifs a été pris en compte à travers le bilan énergétique effectué au niveau de la couverture du toit de la serre.

Les résultats des simulations de ce modèle ainsi complété et sa validation montrent que les schémas de circulation de l'air ainsi que l'hétérogénéité des champs des variables climatiques sont aussi bien marqués en période diurne. Nous avons montré tout au long de ce chapitre que ce genre d'outil permet de caractériser les champs de vitesse, de température et d'humidité et de reproduire les mêmes phénomènes observés dans le chapitre trois.

Après ces résultats, nous avons utilisé ce modèle pour simuler l'effet de trois types de filet anti-insectes les plus utilisés dans la région d'étude. Ainsi, on a mis en évidence une forte augmentation de la température à l'intérieur de la serre, et une importante réduction de la vitesse du vent pour le filet anti-thrips par rapport aux deux autres filets (anti-bemisia et l'anti-aphides).

En résumé, ces premiers résultats donnent confiance quand à la pertinence de la simulation numérique du climat de la serre et de son utilisation concrète pour en améliorer les conditions climatiques.



## Conclusion Générale

ce travail de thèse a été consacré à caractériser le microclimat, à étudier la ventilation naturelle, à modéliser le climat interne puis à simuler numériquement la distribution des champs internes thermiques, hydriques et dynamiques d'une nouvelle structure de serre commerciale de grande portée équipée de filets anti-Thripes et qui est établie dans la région d'Agadir au sud du Maroc.

Ce travail a été réalisé en cinq volets:

Nous avons tout d'abord présenté une revue bibliographique portant sur le développement et les différentes problématiques des cultures sous serre (chapitre I) en insistant sur les conditions liées au climat Méditerranéen et Sub-Tropical.

Dans la deuxième étape (chapitre II) nous avons détaillé le dispositif et les techniques expérimentales utilisées au cours de ce travail qui nous ont permis ensuite de réaliser des études de caractérisation de l'aération et du microclimat de la serre et qui nous ont fourni ensuite des conditions aux limites à appliquer à nos modèles de simulation ainsi que les valeurs expérimentales de référence pour les entamés.

La troisième partie (chapitre III) a été réservée à la présentation des différents résultats et aux discussions portant sur la caractérisation du climat au centre de la serre de tomate. Cette caractérisation expérimentale nous a permis de mettre en évidence quelques effets affectant la culture et son environnement notamment l'existence d'une forte élévation de la température de la serre par rapport à l'extérieur surtout à midi en période diurne. On note ainsi dans ces conditions un déficit significatif du contenu en eau de serre. Ensuite, dans cette même partie, nous avons opté pour la méthode mettant en œuvre le bilan global d'énergie et de vapeur d'eau pour déterminer le taux de ventilation de la serre. En effet, vue la complexité et la difficulté d'utiliser la technique des gaz traceurs, la méthode des bilans d'énergie et de vapeur d'eau s'avère être la mieux adaptée à la détermination de ce facteur crucial qui permet de quantifier l'aération naturelle et par suite de maîtriser le climat interne. Les paramètres du modèle de ventilation ont été ensuite identifiés par ajustement des données expérimentales par rapport à celles déterminées par le modèle simplifié de ventilation de Boulard et Baille (1995), basé sur le théorème de Bernouilli. Les valeurs du coefficient d'efficacité de la ventilation reliée au vent ont été ainsi déduites. Globalement, la valeur de ce coefficient s'avère être légèrement inférieure aux valeurs données dans la littérature par d'autres

chercheurs pour des serres du même type. Un élément particulièrement important de notre étude a été de démontrer que cette diminution est due principalement aux effets cumulatifs induits par l'utilisation de filets anti insectes de type (20/10) sur les ouvrants et surtout à l'orientation des rangées de végétation perpendiculairement à la direction du vent dominant. Cette étude nous a ainsi permis de conclure que le filet et le couvert végétal réduisent respectivement le taux de ventilation de la serre de 39 % et 52 %, tandis que leur combinaison réduit le taux d'aération de 63%. Vue l'importance de ce type de serres dans l'économie nationale Marocaine, les possibilités d'améliorer leurs performances en ventilation et en climatisation à l'aide de mesure très simple portant sur l'orientation des rangées, est cruciale.

La quatrième partie (chapitre IV) a été consacrée à la description de l'environnement thermique et à la modélisation de l'agro-système serre. Nous avons tout d'abord traité des différents flux d'échange énergétique intervenant au sein du système serre, puis nous avons présenté les différents modèles traitant de la simulation du climat et de l'aération des serres. Dans cette même partie, nous avons fait le point sur la modélisation numérique du microclimat des serres à l'aide notamment des codes de calcul de mécanique des fluides (Computational Fluid Dynamics) qui autorisent la prédiction des champs de vitesse, de température et d'humidité à l'intérieur de la serre après la résolution numérique des équations de Navier-Stokes et de l'équation de la chaleur dans le domaine de calcul considéré. Nous avons également présenté la modélisation des transferts turbulents par la méthode qui consiste à moyenner les équations du mouvement et à exprimer les contraintes turbulentes à l'aide du modèle de fermeture  $k-\varepsilon$ . Nous avons ensuite montré que les écoulements de l'air à travers les filets anti-insectes et le couvert végétal peuvent être pris en compte à travers le concept de milieu poreux équivalent développé par Darcy et complété par Forchheimer. L'influence de la radiation solaire et atmosphérique sur les changements climatiques de la serre a été également introduite de façon novatrice via la simulation de la température de la couverture de la serre en nous basant sur son bilan thermique (couplage- convectif radiatif). Pour cela, le code initial de calcul de mécanique des fluides a été modifié afin de simuler la température du toit. Nous avons également simulé, dans chaque maille du couvert végétal, les échanges thermiques sensibles et latents entre l'air et la végétation.

Quant au dernier chapitre de cette thèse, il est dédié à la description de l'hétérogénéité spatiale du climat de la serre. Cette approche de modélisation a permis de conclure que la mise en œuvre de modèles numériques de mécanique des fluides (Computational Fluids Dynamic) prenant en compte les effets dynamiques des filets et du couvert végétal par l'approche du milieu poreux, aussi que les échanges de masse et d'énergie au niveau du couvert végétal et les échanges thermiques au niveau des parois, permettait de prédire avec précision à la fois les champs dynamiques, thermiques et hydriques distribués à l'intérieur de la serre et au niveau de la végétation. C'est ainsi que les confrontations graphiques entre l'évolution des profils horizontaux mesurés et simulés de température et d'humidité, suivant la largeur (ouest –est) au centre de la serre montrent que le modèle décrit convenablement le comportement thermo-hydrique de l'environnement de la serre. La moyenne des écarts entre les valeurs de température et humidité mesurées et simulées restent en effet relativement faibles pour tous les champs étudiés.

Le modèle de simulation étant validé, nous l'avons utilisé pour explorer le microclimat distribué sous serre. Les résultats des simulations ont montré clairement l'homogénéité de la distribution spatiale du climat interne de la serre durant le jour, et de quantifier l'impact des différents filets anti-insectes utilisé dans la région, ceci devrait en théorie nous permettre d'allier une protection efficace contre les ravageurs et une aération optimale de l'abri, nous suggérons d'accompagner l'utilisation de filets avec l'utilisation de systèmes de climatisation internes et des techniques culturales visant à maximiser la transpiration des plantes, soit en réduisant le rayonnement solaire incident excédentaire (filets d'ombrage ou blanchiment de la couverture de la serre) ou bien en augmentant la surface des ouvrants.

. Nous disposons maintenant d'un modèle numérique propre au climat régional et qui nous permettra d'améliorer le design des serres ainsi que ses équipements plus rapidement qu'avec les méthodes traditionnelles. Trois perspectives principales sont à explorés :

- Comment installer des écrans anti-insectes dans les serres en maintenant un climat interne favorable,

- Comment optimiser la ventilation en conservant les systèmes de ventilation déjà existants, et
- Comment améliorer la ventilation des serres et leur climat par le biais de simples modifications de design telles que la variation de la hauteur de la serre et /ou de la forme de l'arc ou en alternant l'ouverture et la fermeture des ouvrants du toit.

## Références bibliographiques

- Adam, (1990).** The effet of salinity on the distribution of calcium in tomato fruit and leaves. *Kluwer Academic Publisher. Plant Nutrition Physiology and Application*, 473-476.
- Ahmadi, G & Glockner. P. G. (1982a).** Dynamic simulation of the performance of an inflatable greenhouse in the southern of Alberta, I. Analysis and average winter condition. *Agric. Meteorology* 27: 155- 180.
- Ahmadi, G & Glockner. P. G. (1982a).** Dynamic simulation of the performance of an inflatable greenhouse in the southern of Alberta. II. Comparison with experimental data. *Agric. Meteorology* 27: 181- 190.
- Ahmadi, G & Glockner. P. G. (1984).** Dynamic simulation of the performance of an inflatable greenhouse in the southern of Alberta, III. Effect of cloudiness factor. *Agric. Meteorology* 31: 183- 191.
- Arinze, E.A., Schoenau. G. J & Besant. R. W. (1982).** A dynamic solar- assisted greenhouse and thermal storage performance prediction model.
- Aubinet & Deltour. (1993).** Natural convection above line heat source in greenhouses canopies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (12), 1795-1806
- Avisar, R & Mahrer. Y. (1982).** Verification study of a numerical greenhouse microclimate model. *Trans of ASAE* 25 (6), 1711-1720.
- Bailey, B. J. (1978).** Glasshouse thermal screens: air flows through permeable materials. Department Note n°: DN/G/859/04013. *National Institute of Agricultural Engineering, Sesae, United Kingdom*.
- Bailey, B. J. (1984).** Limiting the relative humidity in insulated greenhouse at night. *Acta Horticulturae*, 148, 411- 419.
- Bailey, B. J. (2000).** Constraints, limitations and achievements in greenhouse natural ventilation. *Acta Horticulturae* 534: 21-30.
- Baille, M., Laury. J. C & Baille. A. (1989).** Influence des matériaux de couverture sur les échanges énergétiques d'une serre. *Agronomie* 3(3): 197-206.
- Baille, M., Baille. A & Tchomichian. M. (1990).** A simple model for the estimation of greenhouse transmission : influence of structures and internal equipments. *Acta Horticulturae*, 281, 35- 45.
- Baille, M., Delmon. D., Baille. A., Bontemps. J & Jacquemont. R. (1991).** Microclimat et transpiration d'une culture de rosiers hors sol sous serre. *P.H.M.-Revue Horticole*, 320.

- Baille, M., Baille. A & Delmon. D. (1994a).** Microclimate and transpiration of greenhouse rose crops. *Agric. Forest Meteorology*, 71, 83-97.
- Baille, M., Baille. A & Laury. J. C. (1994b).** A simplified model for predicting evapotranspiration rate of nine ornemtal species.vs. climate factors and leaf area. *Scientia Horticulturae*, 59:217-232.
- Balemans L. (1989).** Assessment of criteria for energetic effectiveness of greenhouse screens. *PH. D. Dissertation. Gent University, Belgium.*
- Baptista, .F .J., Bailey. B. J., Randall. J. M & Meneses. J. F. (1999).** Greenhouse ventilation rate: theory and measurement with tracer gas techniques. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 72, 363-374.
- Bartzanas, T., Boulard. T & 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.
- Baytorum, A. N. (1986).** Bestimmung des Luftwechsels bei gelüfteten Gewächshäusern, Gartenbautechnische Informationen Heft 27. *Institut für Technik in Gartenbau und Landwirtschaft, Universität Hannover*, 155 pp.
- Behroozi, Lar. Huang & Bowen. (1986).** Circuit simulation of soil temperature profile. *Trans of ASAE*, 29 (4): 929-936.
- Bekkaoui, A. (1998).** Modélisation dynamique simplifiée du climat d'une serre. *Thèse de doctorat, Faculté Universitaire des Sciences Agronomiques de Gembloux*, 244 p.
- Bois, J.M., Blay. D., Penot. F & Tuhaul. J. L. (1988).** Ventilation naturelle entre deux pièces d'habitation. *Note interne, Laboratoire d'étude des systèmes thermiques, Université de Poitier.*
- Bot, G. P. A. (1983).** Greenhouse climate: from physical process to a dynamic model. *PhD Thesis, Agricultural University Wageningen, The Netherlands.*
- Boulard, T. (1996).** Caractérisation et modélisation du climat des serres : application à la climatisation estivale. *Thèse de Doctorat, Ecole nationale supérieure d'agronomie de Montpellier.*
- Boulard, T & Baille. A. (1995).** Modelling of air exchange rate in a greenhouse equipped with continuous roof vents. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 61, 37-48.
- Boulard, T & Baille. A. (1986).** Simulation and analysis of soil heat storage systems for solar greenhouse, I analysis, II simulation. *Energy in Agriculture*, 5, 175-184, 285-293.
- Boulard. T., Baille. A., Lagier. J., Merimier. M & Vanderchmitt. E. (1989).** Water vapor transfer in plastic house equipped with a dihumidification heat pump. *J. Agric. Engng. Res* 44, 191- 204.
- Boulard, T., Baille. A., Mermier. M & Vilette. F. (1991).** Mesure et modélisation de la résistance stomatique foliaire et de la transpiration d'un couvert de tomate de serre. *Agronomie* 11, 259-274.
- Boulard, T., Papadakis. G., Kittas. C & Mermier. M. (1997).** Airflow and associated sensible heat exchanges in naturally ventilated greenhouse. *Agricultural and Forest Meteorology*, (88), 111-119.
- Boulard, T., Kittas. C., Papadakis. G & Mermier. M. (1998).** Pressure field and airflow at the opening of a Naturally Ventilated Greenhouse. *JAER.*

- Boulard, T., Haxaire. R., Lamrani. M. A. , Roy. J. C & Jaffrin. A . (1999).** Characterisation and modelling of the airflow induced by natural ventilation in a greenhouse. *Journal of Agricultural Engeneering Research*, 74, 135-144.
- Boulard, T., Baille. A & Draoui. B. (1993).** Greenhouse natural ventilation measurements and modelling. *Acta horticulturae special issue of the International Workshop on cooling Systems for Greenhouse. Tel Aviv, May 1993.*
- Boulard, T & Wang. S. (2000b).** Radiative and convective heterogeneity in a plastic tunnel. *15th Plasticulture Congr Pennsylvania St. Univ.*
- Boulard, T & Wang. S. (2000a).** Greenhouse crop transpiration simulation from external climate conditions. *Agricultural and Forest Meteorology*, 100, 25-34.
- Boulard, T., Wang. S & Haxaire. R. (2000a).** Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in empty greenhouse tunnel. *Agricultural and Forest Meteorology*, 100, 168-181.
- Boulard, T. (1993).** Etude expérimentale et modélisation de l'aération naturelle des serres. *Internal report, INRA Bioclimatologie, Avignon.*
- Boulard, T & Draoui. B. (1995).** Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: measurements and data analysis. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 61: 27-36.
- Boulard, T. & Jemaa. R. (1993).** Greenhouse tomato crops transpiration: application to irrigation control. *Acta Horticulturae*, 335: 381-387.
- Boulard, T & Baille. A. (1993).** A simple greenhouse climate control model incorporating effects of aeration and evaporative cooling. *Agricultural and Forest Meteorology*, 65, 145-157.
- Boulard, T & Baille. A. (1995).** Modelling of air exchange rate in a greenhouse equipped with continuous roof vents. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 61, 37-48.
- Brown, W. G & Solvason. K. R. (1963).** Natural convection through rectangular openings in partition. *International journal of Heat and Mass Transfer*. 5, 859- 868.
- Bruce, J. M. (1982).** Ventilation of a model livestock building by thermal buoyancy. *Transaction of ASAE*. 25 (6), 1724-1726.
- Brundrett, E. (1993).** Prediction of pressure drop for incompressible flow through screens. *J. Fluids Eng.* 115, 239-242.
- 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*
- Campen, J. B & Bot. G. P. A. (2003).** Determination of greenhouse-specific aspects of ventilation using three-dimensional computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*, 84(1), 69-77.
- CFD2000/Storm v5.0, 1997 CFD systems.** *Pacific Sierra Corp., USA.*
- Carpenter, W. J & Bark. L. D. (1967).** Temperature patterns in greenhouse heating. *Florists'Rev.*, 139:17-19.
- Chandra Pet Willits D.H. (1980).** An analysis to predict thermal behavior of a greenhouse collection/ Storage system. *Paper N80-4025, ASAE, St Joseph, MI 49085.*
- Chiapale, J. P., Kittas. C & De Villèle. O. (1981).** Estimation régionale des besoins de chauffage des serres. *Acta Horticulturae* 115, 493 :502.

- Courant, R, Isaacson. E & Rees. M. (1952).** On the solution of non-linear hyperbolic differentiel equations by finite differences. *Communications on Pure and Applied Mathematics*, 5, 243 pp.
- Critten, D. L (1983).** A computer model to calculate the daily light integral and transmission of greenhouse. *J. Agric. Engng. Res*, 28, 61-67.
- De Gids, W. F. (1978).** Calculation method for the natural ventilation of building. *Vervarming en Ventilatie*. 35(7), 551- 564.
- De Halleux, D. (1989).** Modèle dynamique des échanges énergétique des serres. *Thèse de Doctorat, Faculté des Sciences Agronomique de Gembloux*, 278p.
- De Jong, T. (1990).** Natural ventilation of large multi-span greenhouses. *Ph. D. thesis. Agric. University Wageningen*.
- De Villèle, D. (1972).** Water requirement of glasshouse crops. *Symposium ISHS on Water Supply under glass and plastics*.
- Deltour, J., De Halleux. D., Nijskens. J., Coutisse. S & Nisen. A. (1985).** Dynamic Modelling of heat and mass transfer in greenhouse. *Acta Horticulturae* 174, 119-126.
- Demrati, H. (2001).** Caractérisation et modélisation du microclimat et des bilans d'énergie et de vapeur d'eau dans une serre de bananier de grande dimension. *Thèse de Doctorat, Université Ibn Zohr d'Agadir*, 150p.
- Demrati, H., Boulard. T., Bekkaoui. A & Bouirden. L. (2001).** Natural ventilation and microclimatic performance of a large – scale banana greenhouse. *J.Agric.Engng Res* 80 (3): 291-271.
- Draoui, B. (1994).** Caractérisation et analyse du comportement thermo-hydrique d'une serre horticole: identification in-situ des paramètres d'un modèle dynamique. *Thèse de doctorat en sciences de l'ingénieur de l'Université de Nice, Sophia Antipolis*.
- Ducarne. D., Vandaele. L & Wouters. P. (1954).** Single sided ventilation. *Documentation for BAG meeting on ventilation related aspects in buildings*, 26- 35.
- Duncan, G. A., Loewer. O. J & Colliver. D. G. (1981).** Simulation of energy flows in a greenhouse : magnitude and conservation potential. *Trans of the ASAE*, 24 (6): 1014-1021.
- Dreyfus. G. et al.** Réseaux de neurones méthodologie et applications, 2ème édition, 2004, ISBN : 2-212-11464-8.
- Fatnassi, H. (2001).** Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filet anti-insectes. *Thèse de Doctorat, Université Ibn Zohr d'Agadir*, 163p.
- Fatnassi, H., Boulard. T., Demrati. H., Bouirden. L & Sappe. G. (2002).** Ventilation performance of a large canarian type greenhouse equipped with insect-proof nets. *Biosystem Engineering* 82 (1): 97-105.
- Fatnassi, H., Boulard. T & Bouirden. L. (2003).** Simulation of climatic conditions in full scale greenhouse fitted with insect proof screens. *Agric. For. Meteorol.* 118, 97-111.
- Fatnassi, H., Boulard. T., Poncet. C & Chave. M. (2006).** Optimisation of greenhouse insecte screening with Computational Fluid Dynamics. *Biosystems Engineering* 93, (3), 301- 312.
- Fernandez, J. E & Bailey. B. J. (1992).** Measurement and prediction of greenhouse ventilation rates. *Agricultural and Forest Meteorology* 58: 229-245.

- Feuilloley, P., Mekikdjian. Ch J & Lagier. (1994).** Natural ventilation of plastic tunnel greenhouses in the Mediterranean. *Plasticulture 104*: 33-46.
- Fuchs, (1990).** Effect of transpiration on greenhouse cooling. Proceedings of the international seminar on british-Israel workshop on greenhouse technology. *Agricultural Research Organisation, Bet Dagan Israël, 1955-181*.
- Gandemer, J. (1985).** Ecoulement et charges induites par le vent sur le bâtiment. *Cahiers du CSTB, n°2045*.
- Gazoli, K.V. (1973).** The response of greenhouse to high solar radiation and ambient temperature. *J. Agric. Engng. Res, 18*, 205-216.
- Gazoli, K.V (1985).** Property requirement of greenhouse covering material for clear sky conditions. *Acta Horticulturae, 170*, 59-67.
- Gazoli. K. V & Blackwell. J. (1987).** An analysis of the nocturnal heat loss from a double skin plastic greenhouse. *J. Agric. Engng. Res, 36*, 75-95.
- Goedhart, M., Nederhoff. E. M., Udink ten Cate. A. J & Bot. G. P. A. (1984).** Methods and instruments for ventilation rate measurements. *Acta Horticulture 148* : 393-400.
- Gray, D. & Giorgini. A. (1976).** The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases. *International Journal Heat Mass Transfer, 19* :545-551.
- Grondin-Perez, B (1994)** les réseaux de neurones pour la modélisation et la conduite des réacteurs chimiques : simulation et expérimentation. Thèse de Doctorat, Bordeaux I, Bordeaux.
- Hanafi, A. (2003).** Integrated production and protection today and in the future in greenhouse crops in the Mediterranean region. *Acta Horticulturae ( Eds. G.Lamalfa, V. Lipari, G. Noto and C. Leonardi) vol. 614*: 755-765.
- Hanafi, A., Bouharroud. R, Mifth & Amouat. S. (2003a).** Performances of two types of insect screens as a physical barrier against B. tabaci and their impact on TYLCV incidence in a greenhouse tomato in the Souss valley of Morocco. In Castané. C & Hanafi. A (Eds) *Integrated control in protected crops, Mediterannean Climate.IOBC wprs Bulletin. Vol. 26 (10)* : 39-42.
- Hanafi, A., Bouharroud. R., Mifth & Amouat. S. (2003b).** Evaluation of different types of insect screens for the exclusion of whiteflies and natural enemies.. In Castané. C & Hanafi. A (Eds) *Integrated control in protected crops, Mediterannean Climate.IOBC wprs Bulletin. Vol. 26 (10)*: 43-47.
- Haxaire, R. (1999).** Caractérisation et Modélisation des écoulements d'air dans une serre. *Thèse de Docteur en Sciences de l'Ingénieur de l'Université de Nice, Sophia Antipolis. 148p.*
- Hellickson, M. A & Walker. J. N. (1983).** In: Ventilation of agricultural Structures. ASAE Monograph no 6 ( Basseleman J. A. ed), St Joseph, Michigan, USA.
- Issa, R. I. (1985).** Solution of the implicit discretized fluid flow equations by operator-splitting. *Journal of computational Physics, 62*, 40-65.
- Issanchou, G. (1991).** Modélisation énergétique des serres: Contribution à la mise au point d'un logiciel de thermique appliquée à l'ingénierie des serres. *Thèse de Doctorat, Université de Perpignan, 250 p.*
- Jackson, R.D (1981).** Canopy temperature as a crop water stress indicator. *Water Ressources. Re17(4) .1133-1138.*

- Jaffrin, J. I & Maklouf. S. (1990).** Mechanisms of light solar transmission through wet polymer film. *Acta Horticulturae*, 281: 1133-1138.
- Jaffrin A. & Guin. J. (1994).** Origine moléculaire des phénomènes de surface conditionnant la transmission optique des films polymères. *Plasticulture* 102, 1994/2.
- Jolliet, O. (1988).** Modélisation du comportement thermique d'une serre horticole. *Thèse de Doctorat ; Ecole polytechnique fédérale de Lausanne*, 247 p.
- Jolliet, O. & Bailey. B. J. (1994).** Hortitrans, a model for predicting and optimizing transpiration and humidity in greenhouses. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 57, 23-37.
- Jolliet, O. & Bailey. B. J (1992).** The effects of climate on tomato transpiration in greenhouses: measurement and models comparison. *Agric. and Forest Meteor.* 58:43-62.
- Jouët, J. P. (2000).** CIPA Conference 2000 Word Statical Data. *15 the International Agricultural Plastics Congress. September 23-27.*
- Katerji, N. B., Perrier. A & Ould-Aissa. A. B. (1983).** Exploration au champ et interprétation de la variation horizontale et verticale de la résistance stomatique. *Agronomie*, 3:847-856.
- Kaviany, M. (1995).** Principles of heat transfer in porous media. *Springer. Verlag, Berlin*
- Kimball, B. A. (1973).** Simulation of the energy balance of a greenhouse. *Agric. Meteorology*, 11, 243-260
- Kimball, B. A. (1986).** A modular energy balance program including subroutines for greenhouses and the other latent devices. *U.S.D.A, Agricultural Research Service, ARS-33, 360 p.*
- Kindelan, (1980).** Dynamic modeling of greenhouse environment. *Trans. of the ASAE*23: 1232-1239.
- Kittas, C. (1980).** Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie des serres. *Thèse de Doctorat Ingénieur. Université de Perpignan.*
- Kittas. C. (1994).** Détermination du coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi d'une serre. *Agric Forest Meteor*, 69 :205-221.
- Kittas, C. (1986).** Greenhouse cover conductances. *Boundary Layer Meteorology* 36, 213-225.
- Kittas, C. (1987)** Un modèle d'estimation des déperditions énergétiques diurnes des serres. *Agronomie*, 7(3), 175-181.
- Kittas, C., Draoui. B & Boulard. T.. (1995).** Quantification of the ventilation rate of a greenhouse with a continuous roof opening. *Agricultural and Forest Meteorology*, 77, 95-111.
- Kittas, C., Boulard. T., Mermier. M & Papadakis. G. (1996).** Wind induced air exchange rates in a greenhouse tunnel with continuous side openings. *J. Agric. Eng. Res.* 65, 37-49.
- Kosmos, S. R., Riskowski. G. L & Christianson. L. L. (1993).** Force and static pressure resulting from airflow through screens. *Transaction of ASAE*, 36(5), 1467-1472
- Kozai, T & Sase. J. (1978).** A simulation of natural ventilation for multispray greenhouse. *Acta Hortic.*, 87, pp. 339-348.

- Kozai, T., Sase. S & Nara. M. (1980).** A modelling approach to greenhouse ventilation control. *Acta Horticulturae*, 106 :125-136.
- Lacroix, R. (1988).** Etude comparative de la structure du modèle de transfert d'énergie et de masse dans les serres de production. *Rapport de Recherche (Maîtrise en sciences de l'environnement)*, Université du Québec, Montréal , 118 p.
- Lamrani, M. A. (1997) .** Caractérisation et modélisation de la convection naturelle laminaire et turbulente à l'intérieur d'une serre et de son aération. *Thèse de Doctorat, Université d'Agadir*.
- Launder, B. E & Spalding. D. B. (1974).** The numerical computational of Turbulent flows. *Comp. Method App. Mech. Eng.* 3, 269-289.
- List, R. J. (1971).** Smithsonian meteorological tables. 6th Ed. Smithsonian Inst. Press, Washington DC, USA.
- Majdoubi, H (2007) «** Caractérisation et modélisation du microclimat à l'intérieur d'une serre canarienne ». *Thèse de Doctorat, Université d'Agadir*.
- Maisonneuve, J. C., Quéraud. T., Vitre. A & Fournier. G. (1985).** Tomate : une méthode de lutte biologique contre l'Aleurode des serres. *Phytoma- Défense des cultures, Septembre-Octobre 1985*.
- Miguel, A. F., Van den Break. N. J & Bot. G. P. A. (1997).** Analysis of the airflow characteristics of greenhouse screening materials. *Journal of Agricultural Engeneering Research*, 67, 105-112.
- Miguel, A. F. 1998.** Airflow through porous screens: from theory to practical considerations. *Energy and Building*, 28: 63-69.
- Miguel A. F., Silva. A. M & Rosa. R. (1994).** Solar irradiation inside a single span greenhouse.
- Mistriotis, A., Bot. G. P. A., Picuno. P & Scarascia-Mugnozza. G. (1997).** Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Agricultural and Forest Meteorology*. 85: 217-228.
- Molina-Aiz, F.D., Valera. D. L & Alvarez. A. J. (2004).** Measurement and simulation of climate inside Almeria-type greenhouses using computational fluid dynamics. *Agricultural and Forest Meteorology*, 125: 33-51.
- Monteil, C. (1985).** Contribution informatique à l'analyse énergétique des serres agricoles. *Thèse de Doctorat de l'institut Polytechnique de Toulouse*.
- Monteil, C & Amouroux. M. (1993)** Analyse thermique de systèmes de chauffage localisé à basse température dans les serres agricoles : paillage radiation et tubes enterrés. *J. Phys. III. France*, 3, 1981-2031.
- Monteil, C & Amouroux. M. (1997).** Analyse du comportement thermique du sol d'une serre agricole par simulation dynamique. *J. Phys. III. France*, 7, 405-440.
- Monteith, J. L. (1965).** Evaporation and environment. *Symp. Soc. Exp. Biol.* 19 205-234.
- Monteith, J. L. (1973).** Principles of environmental physics. *Edward Arnold, London*.
- Morris, L. G & Neale. F. E. (1954).** The infra –red carbon dioxide gas analyser and it's use in glasshouse research. *NIAE Report, Wrest Park, Silsoe, Uk.*
- Nisen, A & Dogniaux. R. (1975).** Traité de l'éclairage naturel des serres. *Institut Royal Météologique, Bruxelles*.

- Nijskens, J., Deltour. J., Coutisse. S & Nisen. A. (1985).** Radiation transfer through covering materials, solar and thermal screens of greenhouses. *Agric. Forest Meteor.*, 35: 229-242.
- Nijskens, J., Deltour. J., Coutisse. S & Nisen. A. (1984a).** Heat transfer through covering materials of greenhouses. *Agric. Forest Meteorology*, 33: 193-214.
- Nijskens, J., Deltour. J., Nisen. A & Coutisse. S. (1984b)** Agronomic and radiometric characterization of greenhouse materials, *Acta Horticulturae*, 148: 663-673.
- Nisen, A. (1969).** L'éclairement naturel des serres. *Ed. Presse Agronomique. Gembloux*, 198p.
- Nisen, A., Deltour. J., Nijskens. J & Coutisse. S. (1985).** Considérations pratiques sur la transmission du rayonnement solaire et de chaleur pour les matériaux utilisés en serre comme couverture, ombrage et écran thermique. *Ed .IRSIA, Bruxelles*, 91p.
- Okada, M & 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.
- Ould Khaoua, S. A., Bournet. P. E & Chassériaux. G. (2006).** Predicted effect of vents arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi- band radiation model. *Soumise : Agricultural and Forest Meteorology*.
- Ould Khaoua, S. A. (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*.
- Papadakis, G., Frangoudakis. A & Kyritsis. S. (1992) .**Mixed, forced and free convection heat transfer at a greenhouse cover. *Agric. Engng. Res*, 51: 191-205.
- Papadakis, G., Frangoudakis. A & Kyritsis. S. (1992).** Experimental investigation and modlling of heat and mass transfer between tomato crop and the greenhouse environment. *Agric. Engng. Res*; 57: 217-227.
- Papadakis, G., Mermier. M., Meneses. J. F & Boulard. T. (1996).** Measurement and analysis of air exchange rates in a greenhouse with continuous roof and side openings. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 63, 219-228.
- Patankar, S. V. (1980).** Numerical heat transfer and fluid flow. *Hemisphere, New York*.
- Penman, H. L. (1948).** Natural evaporation from open water, bare soil and grass. *Proceedings of the Royal Society, London (A)*, 193, 120-145.
- Pietrers, J.G., Deltour. J. .M & Debruykere. M. J. (1994).** Condensation and static heat transfer throgh greenhouse cover during night. *Transaction of the ASAE*, Vol.37(6): 1965-1972.
- Pietrers, J.G. (1995).** Influence of the condensation on the heat balance and the light transmission of a greenhouse. *Thèse de doctorat, Université de Gent*, 260p.
- Randall, J. M & Patal. R. (1994).** Thermally induced ventilation of livestock transporters. *Journal of Agricultural Engeneering Research*, 57, 99-107.

- Razafinjohanny, E. (1989).** Etude comparative dans les serres agricoles de deux systèmes de stockage de la chaleur, influence de l'humidité de l'air. *Université de Perpignan.*
- Roy, J. C., Boulard. T., Kittas. C & Wang. S. (2002).** Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystems Engineering* 83: 1-20.
- Ruther, M. (1985).** Natural ventilation rates of closed greenhouses. *Acta Hortic.* 170 : 185-191.
- Sacadura, J.F. (1963).** Initiation aux transferts thermiques. *CAST, INSA de Lyon Techniques et Documentation, Paris.*
- Sadler, E. J. (1983)** Simulation of the energy, carbon and water balance of a fluid-roof greenhouse. *PhD thesis, Texas A & M University, 264p.*
- Sase, S. (1989).** The effect of plant arrangement on airflow characteristics in a naturally ventilated greenhouse. *Acta Horticulturae.* 245, 429-435.
- Sase, S & Christianson. L. L (1990).** Screening greenhouse some engineering considerations. *ASAE Paper No. NABEC, 90-201.*
- Sbita, L., Boulard. T & Mermier. M. (1996).** Natural ventilation performance of a greenhouse in south Tunisia. *Colloque Méditerranéen sur les cultures Protégées, Agadir, Maroc 6-9 Octobre1996.*
- Singh, G., Singh. P. P., Singh P.P & Singh K.G. (2005).** Formulation and validation of a mathematical model of the microclimate of a greenhouse. *Renewable Energy.*
- Spalding, D. B. (1972).** A novel finite-difference formulation for differential expressions involving both first and second derivatives. *Internal Journal of Numerical Methods in Engineering,* 4:551.
- Stanghellini, C. (1983).** Radiation aborbed by a tomato crop in a greenhousse. *Res Rep IMAG, Wageningen.*
- Stanghellini, C. (1987).** Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management. *Thèse de doctorat, Agricultural University, Wageningen.*
- Stanhill, G. (1973)** Simplified agroclimatic procedures for assessing the effect of water supply. *Unesco Proceedings, Uppsala Symposium.*
- Takakura, T., Jordan. K. A, L & Boyd. L. (1971).** Dynamic simulation of plant growth and environment in the greenhouse. *Trans. ASAE* 14, 964 pp.
- Takakura, T. (1968).** Predicting air temperatures in the glasshouse (II). *J. of Meteorological Society of Japan, Series II,* 46 (1): 36-44.
- Tchamitchian, M. (1990).** Photosynthèse d'une culture de tomate de serre : mise au point et validation d'un modèle analytique. *Thèse de doctorat, Institut polytechnique de Toulouse.*
- Teitel, M. (2006).** The effects of screens on the microclimate of greenhouses and screenhouses. *International symposium on greenhouse cooling. Almería spain. April.*
- Thom, A. S. (1971).** Momentum absorption by vegetation. *Quart. J. R. Meteorol. Soc.* Vol. 97, pp. 414-428.
- Thimm. G, and E. Fiesler,** High-order and multilayer perceptron initialisation, *IEEE Trans. On Neural Networks,* (1997) vol. 8, pp. 349-359.
- Timmons, M. B., Bottcher. R. W & Baughman. G. R. (1984).** Monographs for predicting ventilation by thermal buoyancy. *Transaction of ASAE.* 27 (6), 1891-1893.
- Udink ten Cate. (1980).** Remarks on greenhouse climate control. *Acta Horticulturae,* 106:43-46.

- Van Bavel, C. H. M., Takakura. T & Bot. G. P. A. (1985).** Global comparison of the greenhouse climate models. *Acta Hort.*, 174, 21-33.
- Vandaele, L & Wouters. P. (1994).** Modeling ventilation: basic mechanisms. *Documentation for BAG Meeting on ventilation Related Aspects in Building*, pp 1- 25.
- Varlet, G., Gosse. G., Chartier. M., Sinoquet. H., Bonhomme. R & Allirand. J. M. (1989).** Mise au point : Rayonnement solaire absorbé ou intercepté par un couvert végétal. *Agronomie*, 9 : 419 : 439.
- Verloddt, H, (1999).** Climate and vegetable crop management under greenhouse conditions. *in greenhouse vegetable production and protection in Albania. (Eds. Hanafi.A). FAO Manual 228p*: 45-76.
- Walker, J. N. (1965).** Predicting temperatures in ventilation greenhouse. *Trans. ASAE* 8, 445-448.
- Wang, S. (1998).** Measurement and modelling of natural ventilation in a large venlo-type greenhouse. *Thèse de doctorat, Faculté universitaire des sciences agronomique de Gembloux, Belgique* 194 p.
- Wang, S & Deltour. J. M. (1996).** An experimental ventilation function for large greenhouse based on a dynamic energy balance model. *Agricultural Engineering*, 5 (3 and 4), 103- 112.
- Wang, S & Boulard. T (2000).** Measurement and prediction of solar radiation distribution in full-scale greenhouse tunnels. *Agronomie* 20, 41-50.
- Wei Chen. Wei Liu & Bingcheng Liu. (2006).** Numerical and experimental analysis of heat and moisture content transfer in a lean- to greenhouse. *Energy and Buildings* , 38: 99- 104.
- Whittle, R. M & Lawrence. W. J. C (1960).** The climatology of greenhouse. Part II. Ventilation. *J. Agric. Eng. Res.* 5, pp. 36-41.
- Yang, X. (1995).** Greenhouse Micrometeorology and Estimation of Heat and Water Vapour Flux. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 61, 227-238.
- Yang, X., Short. T.H., Fox. R. D & Bauerle. W. L. (1989).** the microclimate and transpiration of greenhouse Cucumber crop. *Trans of the ASAE*, 32(6): 2143-2150.
- Yang, X., Short. T. H., Fox. R. D & Bauerle. W. L. (1990a).** Dynamic modelling of the microclimate of a greenhouse Cucumber row crop. Part I. Theoretical model. *Trans. Of the ASAE*, 33(5): 1701-1709.
- Yang, X., Short. T. H., Fox. R. D & Bauerle. W. L. (1990b).** Dynamic modelling of the microclimate of a greenhouse Cucumber row crop. Part II. Validation and simulation. *Trans. of the ASAE*, 33(5): 1710-1716.
- Zhang, J. S., Jami. K. A & Jacobson. L. D. (1989).** Modelling natural ventilation induced by combined thermal buoyancy and wind. *Transaction of ASAE*. 32 (6), 2165-2174.

## ANNEXE A

### PROPRIETES DE L'AIR HUMIDE

#### A.I. Humidité absolue

Dans les études du mélange binaire air+eau, on n'utilise généralement pas les grandeurs symétriques (titres molaires ou massiques), on utilise presque exclusivement le rapport massique de la masse  $M_e$  d'eau, à la masse d'air  $M_a$  contenue dans le volume  $V$ , ce rapport est appelé " humidité absolue" ou encore "la teneur en eau", il est représenté souvent par le symbole :

$$w = \frac{M_e}{M_a} \quad (\text{A.1})$$

Si on assimile l'air humide à un mélange de gaz parfaits, l'application des lois de Raoult et de Dalton, donne:

$$w = \frac{18}{29} \frac{y}{1-y} = 0.622 \frac{e}{E_t - e} \quad (\text{A.2})$$

Où  $y$  est le titre molaire de vapeur d'eau dans l'air humide,  $e$  est la pression partielle de l'eau et  $E_t$  est la pression totale.

#### A.II. Pression partielle de vapeur d'eau

Dans un espace donné, la vapeur d'eau exerce une pression qui dépend de la quantité de vapeur d'eau présente et de la température : c'est la pression partielle de vapeur d'eau exprimée en unité de pression (mb, kPa, ...).

#### A.III. Humidité relative ou degré hygrométrique (en %)

C'est le rapport de la pression partielle  $e$  à la pression de saturation  $e^*$  à la température de l'air humide:

$$Hr = \frac{e}{e^*} \quad (\text{A.3})$$

#### A.IV. Tension de la vapeur d'eau saturante

La théorie cinétique des gaz montre que l'évaporation survient lorsque les molécules dans un liquide atteignent une énergie suffisante pour se libérer des forces d'attraction moléculaire et pour s'échapper de la surface liquide.

Lorsque le nombre de molécules d'eau quittant la surface est égal à celui qui y retourne, l'atmosphère est dite "saturante" en vapeur d'eau. La pression de vapeur saturante,  $e^*$  est alors fonction unique de la température d'air et croît rapidement avec  $T$ .

Diverses formules ont été proposées qui permettent de calculer  $e^*$  en fonction de la température  $T$ . Parmi ces formules on a choisi celle de List (1971) :

$$e^* = 1000 \text{Exp} \left( 52.58 - \frac{6790.5}{T} - 5.028 \ln(T) \right) \quad (\text{A.4})$$

#### A.V. Contenu en eau saturante

Si on assimile l'air humide à un mélange de gaz parfaits, l'application des lois des gaz parfait peut être utilisée pour calculer le contenu en eau saturante  $w^*$  en fonction de la tension de la vapeur d'eau saturante  $e^*$  (Wang, 1998) :

$$w^* = \frac{m_w}{V} = \frac{e^*}{R_w T} \quad (\text{A.5})$$

$m_w$  la masse de la vapeur d'eau (Kg) ;

$V$  le volume de l'air humide ( $\text{m}^3$ ) ;

$R_w$  la constante des gaz parfait,  $461.8 \text{ J Kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

#### A.VI. Déficit de saturation

Pour un air saturé en vapeur d'eau ( $e < e^*$ ), un des paramètres utilisés pour caractériser le degré de sécheresse de l'air est l'écart entre  $e^*$  et  $e$ , appelé déficit de saturation :

$$D_a = e^* - e \quad (\text{A.6})$$

## Annexe B

### Flux convectif échangé entre l'air de la serre et la couverture

En négligeant les termes conductifs devant les autres termes, le bilan énergétique de la couverture du toit de la serre (fig. D.1), se réduit à l'expression:

$$Q_c^* + Q_{R_{sky,c}} + P_v Q_{R_{v,c}} + (1 - P_v) Q_{R_{si,c}} - H_{Cce} - H_{Cci} = 0 \quad (\text{B.1})$$

Avec:

-  $Q_c^*$  est le bilan radiatif de la couverture dans le domaine des courtes longueurs d'ondes. Il correspond au rayonnement solaire absorbé, et au rayonnement ayant traversé la couverture qui est réfléchi par la végétation et par le sol de la serre:

$$Q_c^* = \alpha_{Sc} R_g + \alpha_{Sc} \rho_{Sv} \tau_{Sc} P_v R_g + \alpha_{Sc} \rho_{Ss} \tau_{Sc} (1 - P_v) R_g \quad (\text{B.2})$$

Avec,  $\alpha_{Sc}$  et  $\tau_{Sc}$  sont respectivement les coefficients d'absorption et de transmission de la couverture au rayonnement solaire ;  $R_g$  est le rayonnement global extérieur ( $\text{W m}^{-2}$ ) ;  $\rho_{Sv}$  est coefficient de réflexion de la végétation au rayonnement solaire ;  $\rho_{Ss}$  est le coefficient de réflexion du sol au rayonnement solaire et  $P_v$  est la proportion de la surface du sol couverte par la végétation.

-  $Q_{R_{sky,c}}$  est le flux radiatif dans le domaine de grande longueur d'ondes échangé entre la couverture et le ciel qui peut s'exprimer par la relation (B.3) en supposant que le ciel rayonne comme un corps noir:

$$Q_{R_{sky,c}} = \epsilon_c \sigma (T_{sky}^4 - T_c^4) \quad (\text{B.3})$$

Où,  $\varepsilon_c$  est l'émissivité de la couverture ;  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ (W/m}^2\text{K}^4)$  ;  $T_{sky}$  est la température du ciel qui peut être estimée à partir de la température de l'air ambiant à l'aide de la formule empirique (Kindelan, 1980):

$$T_{sky} = 0,0552 T_e^{1,5} \quad (\text{B.4})$$

-  $Q_{Rv,c}$  est le flux radiatif dans le domaine de grandes longueurs d'ondes échangé entre la végétation et la couverture est fonction des surfaces et les émissivités des deux éléments, il est donné par:

$$Q_{Rv,c} = \frac{\sigma(T_v^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{A_v}{A_c} \left( \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \quad (\text{B.5})$$

Avec:

$\varepsilon_v$  est l'émissivité de la végétation ;  $A_v$  et  $A_c$  sont respectivement les surfaces du couvert végétal et de la couverture du toit ( $\text{m}^2$ ).

-  $Q_{Rsi,c}$  est le flux radiatif dans le domaine de grande longueur d'ondes échangé entre le sol de la serre et la couverture:

$$Q_{Rsi,c} = \frac{\sigma(T_{si}^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{si}} + \frac{A_{si}}{A_c} \left( \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \quad (\text{B.6})$$

Avec :

$\varepsilon_{si}$  émissivité du sol de la serre dans le domaine des grandes longueurs d'ondes et  $A_g$  la surface au sol de la serre ( $\text{m}^2$ ).

-  $H_{Cce}$  et  $H_{Cci}$  sont respectivement les flux convectifs échangés au niveau des deux faces interne et externe de la toiture de la serre qui peuvent être donnés par les relations suivantes :

$$H_{Cce} = K_{ce}(T_{ce} - T_e) \quad (\text{B.7})$$

$$H_{Cci} = K_{ci}(T_{ci} - T_i) \quad (\text{B.8})$$

Les températures  $T_{ci}$  et  $T_{ce}$  des deux faces interne et externe de la couverture du toit, sont relativement proches. On peut, en première approximation, poser:  $T_{ci} = T_{ce} = T_c$  et  $K_{ci} = K_{ce} = K_c$ .

Avec:  $K_{ci}$  et  $K_{ce}$  sont respectivement les coefficients d'échange convectif des deux faces interne et externe de la toiture de la serre ( $\text{W/m}^2 \text{ K}$ ).

Le rapport des équations (B.7) et (B.8), donne :

$$\frac{H_{Cce}}{H_{Cci}} = \frac{(T_c - T_e)}{(T_c - T_i)} \quad (\text{B.9})$$

Connaissant les températures du système serre et ses propriétés optiques on peut déduire les deux flux convectifs échangés au niveau des faces interne et externe de la toiture de la serre, en résolvant le système d'équations ((B.1) et (B.9)):

$$H_{Cci} = \frac{Q_c^* + Q_{R_{sky,c}} + P_v Q_{R_{v,c}} + (1 - P_v) Q_{R_{si,c}}}{1 + \frac{T_c - T_e}{T_c - T_i}} \quad (\text{B.10})$$

$$H_{Cce} = \frac{Q_c^* + Q_{R_{sky,c}} + P_v Q_{R_{v,c}} + (1 - P_v) Q_{R_{si,c}}}{1 + \frac{T_c - T_i}{T_c - T_e}} \quad (\text{B.11})$$

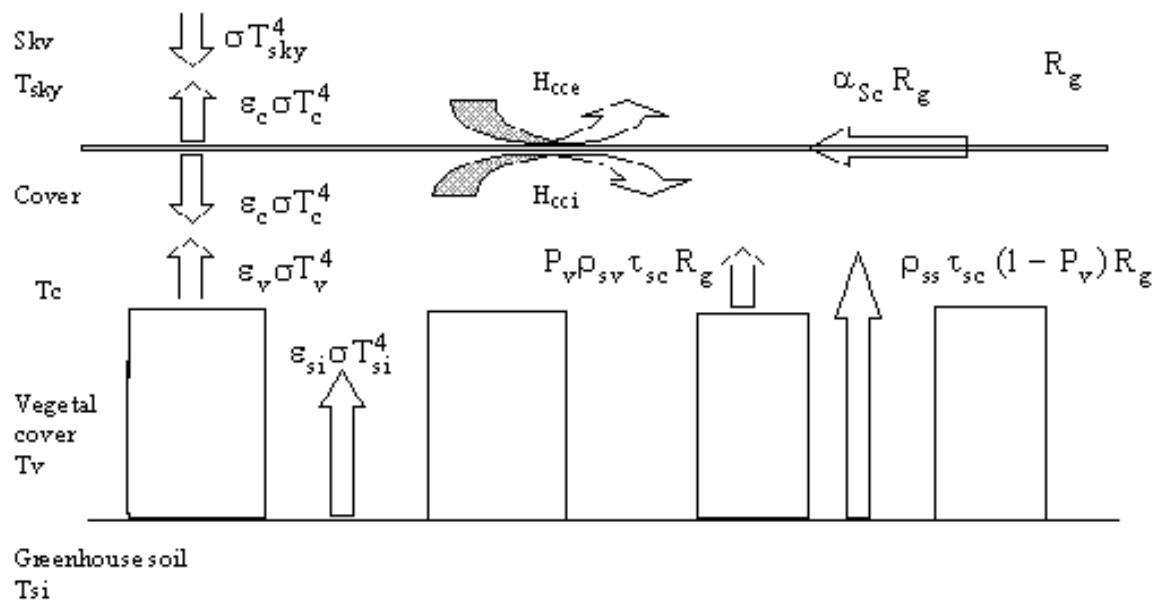


Fig.B.1. Schéma des différents échanges de chaleur entre la couverture de la serre et les différents éléments du système serre et le ciel

## Annexe C

### Flux convectif échangé entre l'air et le sol de la serre

Le bilan énergétique du sol de la serre (Fig. C.1), s'écrit selon la relation :

$$Q_{si}^* + P_v Q_{R_{v,si}} + (1 - P_v) Q_{R_{c,si}} - Q_{si} - H_{Csi} = 0 \quad (\text{C.1})$$

Où :

-  $Q_{si}^*$  est le bilan radiatif dans le domaine de courte longueur d'ondes du sol intérieur de la serre. Il correspond au rayonnement solaire qui a traversé la couverture et absorbé au niveau du sol de la serre:

$$Q_{si}^* = \alpha_{Ssi} \tau_{sc} (1 - P_v) R_g \quad (\text{C.2})$$

avec,  $\alpha_{Ssi}$  est le coefficient d'absorption du sol au rayonnement solaire.

-  $Q_{R_{v,si}}$  est le flux radiatif dans le domaine de grande longueur d'ondes échangé entre le sol de la serre et la végétation:

$$Q_{R_{v,si}} = \frac{\sigma (T_v^4 - T_{si}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{A_v}{A_{si}} \left( \frac{1}{\varepsilon_{si}} - 1 \right)} \quad (\text{C.3})$$

-  $Q_{R_{c,si}}$  est le flux radiatif dans le domaine de grande longueur d'ondes échangé entre le sol de la serre et la couverture:

$$Q_{R_{c,si}} = \frac{\sigma (T_c^4 - T_{si}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{A_c}{A_g} \left( \frac{1}{\varepsilon_{si}} - 1 \right)} \quad (\text{E.4})$$

-  $Q_{si}$  est le flux conductif absorbé au niveau de la surface du sol de la serre.

Le flux convectif échangé entre le sol de la serre et l'air de la serre, sera donc donné par:

$$H_{Cs} = Q_{si}^* + P_v Q_{R_{v,si}} + (1 - P_v) Q_{R_{c,si}} - Q_{si} \quad (\text{C.5})$$

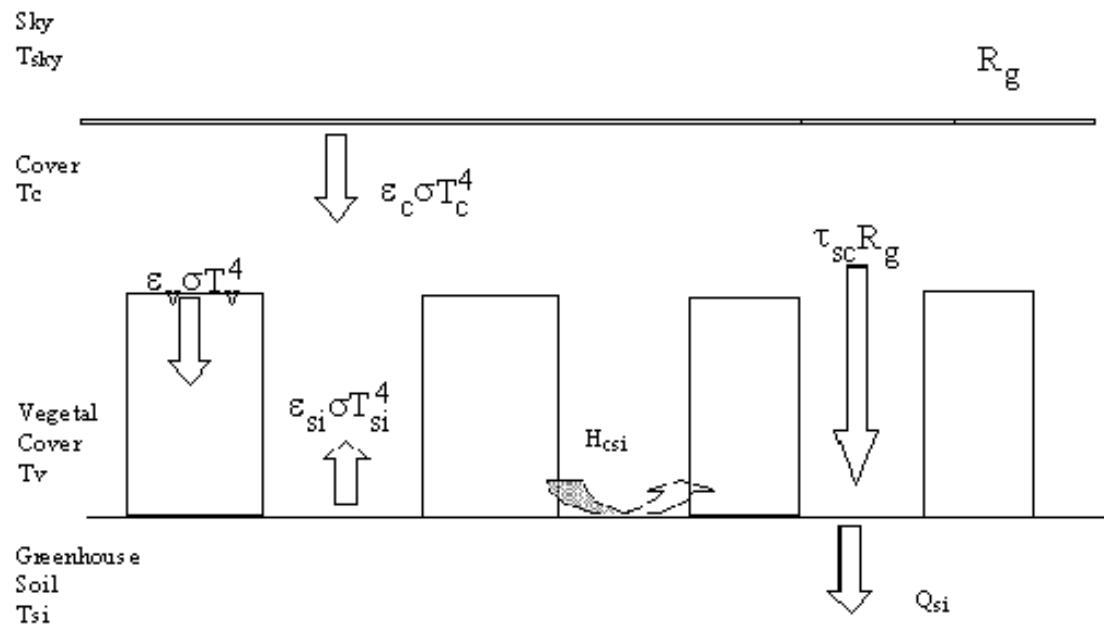


Fig. C.1. Schéma des différents échanges de chaleur entre le sol de la serre et les différents éléments du système serre

## Annexe D

### Flux convectif échangé entre l'air de la serre et le sol extérieur

Le bilan énergétique du sol extérieur de la serre (Fig. D.1), s'écrit:

$$Q_{se}^* + Q_{R_{sky,se}} - Q_{se} - H_{Cse} = 0 \quad (\text{D.1})$$

Avec:

-  $Q_{se}^*$  est le Bilan radiatif dans le domaine de courtes longueurs d'ondes du sol extérieur. Il correspond au rayonnement solaire global extérieur absorbé.

$$Q_{se}^* = \alpha_{Sse} R_g \quad (\text{D.2})$$

Où,  $\alpha_{Sse}$  est le coefficient d'absorption du sol extérieur au rayonnement solaire.

-  $Q_{R_{sky,se}}$  est le flux radiatif dans le domaine de grandes longueurs d'ondes. Il correspond au flux radiatif échangé avec le ciel

$$Q_{R_{sky,se}} = \varepsilon_{se} \sigma (T_{sky}^4 - T_{se}^4) \quad (\text{D.3})$$

avec,  $\varepsilon_{se}$  émissivité du sol extérieur.

-  $Q_{se}$  est le flux conductif absorbé au niveau du sol extérieur.

Le flux convectif échangé au niveau du sol extérieur, peut être finalement donné en fonction des autres flux échangés par la relation suivante:

$$H_{Cse} = Q_{se}^* + Q_{R_{sky,se}} - Q_{se} \quad (\text{D.4})$$

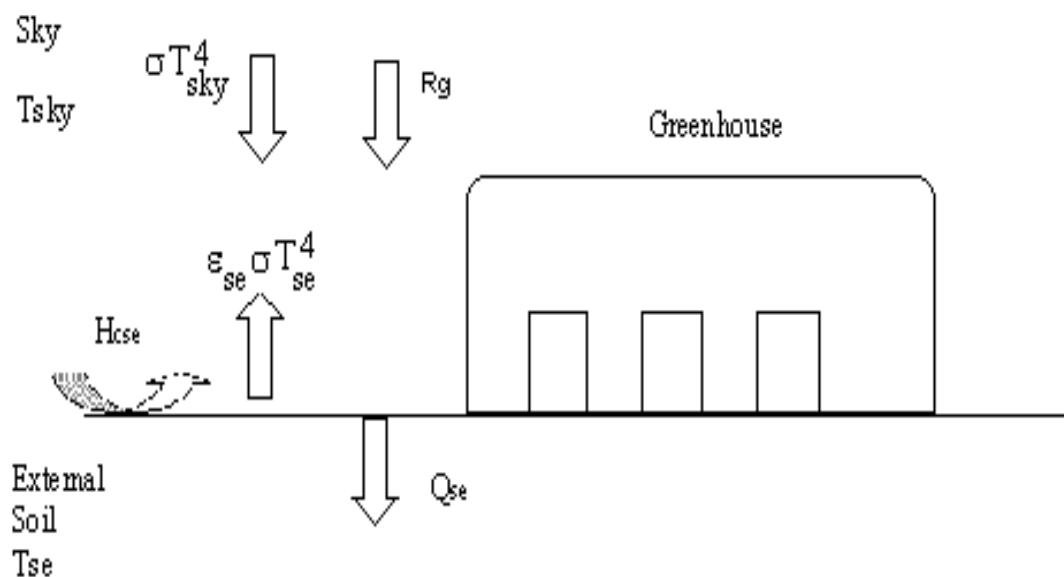


Fig. D.1. Schéma des différents échanges de chaleur au niveau du sol extérieur