



HAL
open science

ÉLABORATION D'UN MODÈLE DU CLIMAT DISTRIBUÉ À L'ÉCHELLE DE L'ABRI ET DE LA PLANTE EN CULTURES ORNEMENTALES SOUS SERRES : ANALYSE DES TRANSFERTS DE MASSE ET DE CHALEUR, BILANS ÉNERGÉTIQUES

B. Morille

► **To cite this version:**

B. Morille. ÉLABORATION D'UN MODÈLE DU CLIMAT DISTRIBUÉ À L'ÉCHELLE DE L'ABRI ET DE LA PLANTE EN CULTURES ORNEMENTALES SOUS SERRES : ANALYSE DES TRANSFERTS DE MASSE ET DE CHALEUR, BILANS ÉNERGÉTIQUES. Sciences de l'environnement. Agrocampus - Centre d'Angers, 2012. Français. NNT: . tel-00958617

HAL Id: tel-00958617

<https://theses.hal.science/tel-00958617>

Submitted on 13 Mar 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



N° ordre : 2012-27
N° Série : D-69

THESE / AGROCAMPUS OUEST

Sous le label de l'Université Nantes Angers Le Mans
pour obtenir le diplôme de :

**DOCTEUR DE L'INSTITUT SUPERIEUR DES SCIENCES AGRONOMIQUES,
AGRO-ALIMENTAIRES, HORTICOLES ET DU PAYSAGE**

Spécialité : Sciences de l'environnement

Ecole Doctorale : VENAM

présentée par :

MORILLE Benjamin

**ÉLABORATION D'UN MODÈLE DU CLIMAT DISTRIBUÉ À L'ÉCHELLE DE
L'ABRI ET DE LA PLANTE EN CULTURES ORNEMENTALES SOUS SERRES :
ANALYSE DES TRANSFERTS DE MASSE ET DE CHALEUR, BILANS
ÉNERGÉTIQUES**

soutenue le 10/12/2012 devant la commission d'Examen

Composition du jury :

M. Hamou SADAT, Professeur, Université de Poitiers	Rapporteur
M. Francisco Domingo MOLINA-AIZ, Professeur, Université d'Almería, Espagne	Rapporteur
M. Hervé NICOLAS, Professeur, AGROCAMPUS OUEST, Rennes	Examineur
Mme. Andrée TUZET, Chargée de recherches, AgroParisTech, Thiverval-Grignon	Examineur
M. Cédric GARNIER, Docteur, ADEME, Angers	Examineur
M. Thierry BOULARD, ingénieur de recherches, INRA, Sophia-Antipolis	Directeur de thèse
M. Pierre-Emmanuel BOURNET, Professeur, AGROCAMPUS OUEST, Angers	Directeur de thèse

Remerciements

Je remercie l'ensemble des personnes qui m'ont permis d'en être à écrire ces quelques mots aujourd'hui :

Je remercie mes parents qui ont été présents pour me soutenir et m'accompagner tout au long des étapes importantes de ma vie, tout au long de mes études.

Je remercie celle qui partage ma vie et qui sait être, de jour en jour, de plus en plus précieuse. Merci pour ton aide, ton soutien, ta présence au quotidien.

Je remercie mes compagnons de covoiturage qui ont égayé mes trajets pendant mes deux années de classe préparatoire et ont eux aussi contribué à leur manière à mon parcours. François, merci pour ces discussions toujours aussi posées et intéressantes et cette amitié sincère qui dure malgré la distance. Julien, merci pour ton humour et ta répartie dont je ne sais malheureusement m'inspirer pour écrire ces quelques mots.

Je remercie mes amis basketteurs qui me permettent de m'épanouir dans ma vie extraprofessionnelle, gage de stabilité. Merci à mes coéquipiers qui savent supporter mon caractère sur le terrain, merci aux filles qui supportent mes consignes depuis maintenant trois saisons.

Je remercie l'ensemble de l'équipe du laboratoire, pour la bonne humeur qui y règne et pour les bons mets qui ont émoussillé nos papilles durant ces trois années.

Je remercie l'ADEME et la région Pays de la Loire pour la confiance qu'ils ont placée en moi, pour le soutien qui m'a permis de mener ces travaux de recherche.

Je remercie Cédric Garnier, ingénieur ADEME, qui a suivi et encadré mes travaux ; Thierry Boulard pour sa grande expérience dont il a su me faire profiter dès qu'il y en a eu besoin ; et l'ensemble des personnes qui ont apporté un avis critique sur mes travaux tout au long de l'avancement de ma thèse.

Je remercie Christophe Migeon, pour son encadrement, ses remarques avisées, et sa disponibilité remarquable durant ces trois années.

Je remercie enfin Pierre Emmanuel Bournet, mon directeur de thèse, qui a toujours été présent pour répondre à mes questions, orienter et coordonner mes travaux, et sans qui cette thèse ne serait pas ce qu'elle est aujourd'hui.

Résumé

L'objectif de cette thèse est de développer un modèle numérique instationnaire permettant de simuler l'évolution du climat distribué sous serre pour des conditions de nuit en présence de chauffage et pour des conditions diurnes où l'influence du rayonnement solaire est prépondérante. La thèse s'appuie sur des approches expérimentales et numériques qui ont pour ambition d'être appliquées à deux situations, hivernales et pré-estivales correspondant aux problématiques auxquelles les producteurs doivent faire face : gestion de la température et de l'humidité avec une préoccupation de réduction des consommations énergétiques.

Des campagnes de mesures ont été menées au printemps 2010 et à l'hiver 2011 pour, d'une part, améliorer la compréhension des interactions entre les paramètres climatiques, et d'autre part, fournir des données d'entrée et de validation aux modèles numériques.

Les campagnes de mesures de nuit (hiver 2011) en présence de chauffage ont mis en évidence les besoins plus importants en chauffage et les températures de toiture plus basses lors des nuits claires. Les campagnes de mesure menées au printemps 2010 ont permis mettre en évidence l'influence prépondérante du rayonnement solaire sur la température et la transpiration du végétal ainsi que le phénomène de stockage-restitution de chaleur dans le sol. Enfin, la forte sensibilité du taux d'humidité ainsi que la moindre dépendance de la température vis-à-vis de la « qualité » de la ventilation a été démontrée. Les données expérimentales sont exploitées afin de mettre en œuvre les modèles de transpiration adaptés aux conditions de culture sous serre. Les bilans hydriques réalisés sur le végétal divisé en deux couches fournissent des informations précieuses sur la distribution de la transpiration et des contributions de chaque couche.

Les simulations numériques sont réalisées en 2D instationnaire, en application sur une situation nocturne (nuit claire et nuit nuageuse) et une situation diurne (journée parfaitement ensoleillée). Elles intègrent deux éléments novateurs : la résolution de l'ETR dans le couvert végétal et l'utilisation d'une routine permettant de simuler la condensation. L'évolution des paramètres climatiques simulés est validée sur la base des données expérimentales. Il apparaît cependant que les écarts de température et d'humidité entre l'air dans et au dessus du végétal sont sous estimés. Enfin, les modèles numériques sont exploités pour réaliser des bilans hydriques et énergétiques.

Mots clés : Climat distribué, expérimental, numérique, CFD, instationnaire, condensation, modèle de culture, équation de transfert radiatif, bilans hydriques, bilans énergétiques

Abstract

The objectives of this thesis are to develop a numerical tool which would be able to provide exhaustive information on the evolution of the distributed climate in a greenhouse. The thesis is based on experimental and numerical approaches and aims for giving information on the main concerns of the growers: the temperature and the humidity management with a special attention giving to the reduction of the energy consumptions. This is the reason why the study considers two situations in which these main concerns are the most pronounced.

Experimental investigations on the climatic parameters have been led at the end of spring 2010 and at winter 2011 in order to increase the comprehension of the interaction between the physical mechanisms governing the climate and to provide data carry on the numerical part of this study.

The higher heating needs and lower roof wall temperature during clear nights were evidence as well as most important role played by the solar radiation during days especially on temperature, the crop transpiration and the phenomenon of storage and restitution of heat in the ground. Then, the sensible ventilation efficiency impact on humidity and the lower on temperature are evidenced. Last, experimental data were also exploited through the application of transpiration models adapted to greenhouse conditions. Water balance on a crop divided into two layers provides supply information on the transpiration distribution.

The unsteady 2D simulations consider night (clear, cloudy) and daytime (under clear sky conditions) situations. Innovative improvements are implemented into existing models : the RTE is solved in the canopy volume and provide the exact absorbed radiation in each crop layer all along the day and a condensation sub-routine is activated to simulate humidity rate evolution during the night. Models are validated against a large number of experimental climatic parameters. Simulations show good agreements with experimental data even if slight underestimations of humidity and temperature differences between above and inside crop air evidence the need of improvements on this point. Last, water and energy balances are obtained thanks to these models.

Keywords : distributed climate, experimental, numerical, CFD, unsteady, condensation, crop sub model, radiative transfer equation, water balance, energy balance

Nomenclature

Lettres latines

A	: diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
C_μ	: constante du modèle $k - \varepsilon$	-
C_0	: constante de la loi de puissance	$kg.m^{-4}$
C_1	: constante de la loi de puissance	-
c_d	: constante de la relation Kolmogorov	-
C_d	: coefficient de traînée de la totalité du couvert végétal	-
C_f	: facteur de résistance inertielle	-
C_{pa}	: chaleur spécifique de l'air à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_{ps}	: chaleur spécifique du sol à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	: longueur caractéristique de la feuille	m
D_a	: déficit de pression de vapeur	Pa
D_f	: déficit de pression de vapeur entre l'air et la feuille	Pa
D_m	: coefficient de diffusion de l'espèce m	$m^2.s^{-1}$
E	: Evapotranspiration	$kg.m^{-2}.s^{-2}$
E_{cond}	: Flux latent de condensation	$W.m^{-3}$
E_c	: énergie cinétique	J
E_m	: flux d'évaporation massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
f_{ki}	: production due à l'action des forces de gravité	$N.m^{-3}$
g	: accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
G	: rayonnement global	$W.m^{-2}$
G_0	: rayonnement global à la surface du végétal	$W.m^{-2}$
Gr	: nombre de Grashoff	-
H	: enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
HR	: humidité relative	%
HR _{air}	: humidité relative de l'air	%
h_s	: coefficient d'échange convectif de chaleur sensible	$W.K^{-1}.m^{-3}$
I	: Luminance	$cd.m^{-2}$
J_m	: flux de diffusion de l'espèce m	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
K	: coefficient d'extinction	-
K	: énergie cinétique turbulente	$m^2.s^{-3}$
K_0	: perméabilité du milieu poreux	m^2
L	: longueur du chemin optique	m

LAI	: indice foliaire	$m^2.m^{-2}$
LAI'	: indice foliaire traversé par le rayonnement direct	$m^2.m^{-2}$
LAIv	: densité foliaire	$m^2.m^{-3}$
L_v	: chaleur latente de vaporisation de l'eau	$J.kg^{-1}$
M	: nombre de Mach	-
\dot{m}'''	: Variation de la masse d'air humide	$kg.m^{-3}.s^{-1}$
\dot{m}'''_{h_2o}	: Flux massique de vapeur d'eau	$kg.m^{-3}.s^{-1}$
m_m	: masse de l'espèce m	kg
Nu	: nombre de Nusselt	-
N_ϕ	: discrétisation de l'angle solide ϕ	-
N_θ	: discrétisation de l'angle solide θ	-
p	: Pression	Pa
P_{atm}	: pression atmosphérique	Pa
P_r	: production d'énergie cinétique turbulente	$m^2.s^{-3}$
Pr	: nombre de Prandtl	-
Pr_t	: nombre de Prandtl turbulent	-
P_{va}	: pression vapeur de l'air	Pa
P_{vf}	: pression vapeur de la feuille	Pa
P_{vsat}	: pression vapeur saturante	Pa
$P_{vsat-air}$: pression vapeur saturante de l'air	Pa
$P_{vsat-feuille}$: pression vapeur saturante de l'air à la température de la feuille	Pa
$q \bullet$: puissance volumique thermique échangée	W
Q	: chaleur échangée	J
$Q \bullet$: puissance thermique échangée	W
Q_l	: flux de chaleur latente	$W.m^{-3}$
Q_s	: flux de chaleur sensible	$W.m^{-3}$
R_0	: rayonnement à la surface du végétal	$W.m^{-2}$
r_a	: résistance aérodynamique	$s.m^{-1}$
Re	: nombre de Reynolds	-
R_{GLO}	: rayonnement grande longueur d'onde	$W.m^{-2}$
R_n	: rayonnement net	$W.m^{-2}$
r_s	: résistance stomatique	$s.m^{-1}$
$r_{s,min}$: résistance stomatique minimale	$s.m^{-1}$
Sc_t	: nombre de Schmidt	-
S_h	: terme source de l'équation de l'énergie	$W.m^{-3}$

S_m	: terme source de l'équation de conservation de la masse	$\text{kg.m}^{-3}.\text{s}^{-1}$
S_ϕ	: perte de charge liée à l'impact mécanique de la végétation	$\text{kg.m}^{-3}.\text{s}^{-2}$
T	: Température	K
t	: Temps	s
T'	: composante fluctuante de la température	K
\bar{T}	: valeur moyenne de la température	K
T_0	: température moyenne de la sollicitation du sol	K
T_a, T_{air}	: température de l'air	K
T_{ciel}	: température du ciel	K
T_e	: température sinusoïdale imposée à la surface du sol	K
T_f	: température de la feuille	K
T_{f1} à T_{f15}	: température de la feuille	K
T_i	: température initiale	K
T_{ref}	: température de référence	K
T_{s1} à T_{s12}	: température du sol selon la profondeur	K
T_{signal}	: période du signal	s
u'	: composante fluctuante de la vitesse	m.s^{-1}
\bar{u}	: valeur moyenne de la vitesse de l'air	m.s^{-1}
u_i	: composante de la vitesse de l'air	m.s^{-1}
U_{int}	: énergie interne	J
v	: vitesse de l'air	m.s^{-1}
W	: travail des forces extérieures	J
$W \bullet$: puissance des forces extérieures	W
y_m	: fraction massique d'une espèce m	-
y'_m	: composante turbulente de la fraction massique d'une espèce m	-
\bar{y}_m	: valeur moyenne de la fraction massique d'une espèce m	-
z	: profondeur dans le végétal	M
z_0	: hauteur du végétal	M

Caractères grecs

α_0	: amplitude de la sollicitation du sol	K
β	: coefficient de dilatation à pression constante	K^{-1}
γ	: constante psychrométrique	Pa.K^{-1}
Γ_s	: rayonnement absorbé par le sol	W.m^{-2}
Δ	: gradient de pression de vapeur saturante entre l'air et la feuille	Pa.K^{-1}

ΔT	: différence de température entre 2 points	K
Δx	: distance entre 2 points	m
ε	: taux de dissipation visqueuse	$\text{m}^{-2}.\text{s}^{-3}$
$\varepsilon_{\text{ciel}}$: émissivité du ciel	-
θ	: hauteur angulaire du soleil	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
κ	: coefficient d'absorption	m^{-1}
λ_s	: conductivité thermique du sol	$\text{W}.\text{m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
μ	: viscosité dynamique de l'air	$\text{Pa}.\text{s}$ ou $\text{kg}.\text{m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
ρ_a	: masse volumique de l'air	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
ρ	: masse volumique	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
ρ_{ref}	: masse volumique de référence	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
ρ_s	: masse volumique du sol	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
σ	: constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
σ_k	: nombre Prandtl-Schmidt de l'énergie cinétique turbulente	-
σ_s	: coefficient de diffusion	m^{-1}
σ_ε	: nombre Prandtl-Schmidt de la dissipation visqueuse turbulente	-
φ_0	: flux de chaleur moyen de la sollicitation du sol	$\text{W}.\text{m}^{-2}$
φ_e	: flux de chaleur imposée à la surface du sol	$\text{W}.\text{m}^{-2}$
Φ	: dissipation visqueuse	$\text{W}.\text{m}^{-3}$
ω_0	: Pulsation	$\text{rad}.\text{s}^{-1}$
ω_a	: humidité absolue de l'air	$\text{kg}.\text{kg}^{-1}$
ω_f	: humidité absolue de la feuille	$\text{kg}.\text{kg}^{-1}$
Ω	: angle solide	sr

Vecteurs et tenseurs

$\vec{\delta F}_{\text{ext}}$: forces extérieures infinitésimales exercées sur le fluide	$\text{N}.\text{m}^{-3}$
$\vec{\delta F}_{\text{surf}}_{\text{facique}}$: forces surfaciques infinitésimales exercées sur le volume de fluide	$\text{N}.\text{m}^{-2}$
$\vec{\delta F}_{\text{volumique}}$: forces volumiques infinitésimales exercées sur le volume de fluide	$\text{N}.\text{m}^{-3}$
\vec{q}	: vecteur flux radiatif	$\text{W}.\text{m}^{-2}$
$\vec{\tau}$: tenseur des contraintes visqueuses	$\text{Kg}.\text{m}^{-1}.\text{s}^{-2}$

Table des matières

Chapitre 1. Introduction	17
I. Contexte	17
1. Contexte de la thèse	17
2. Contexte général	17
II. Problématique	18
1. Gestion de la température	18
2. Gestion de l'humidité	19
3. Gestion des intrants	20
III. Questionnements	20
IV. Objectifs	21
V. Démarche et Méthodes	22
VI. Structure du rapport	24
 Chapitre 2. Le système serre	 27
I. Les serres de production	27
1. Les différents types de serres	27
1.1. Les serres "légères"	28
1.2. Les serres multi-chapelles	28
2. Les aménagements dans les serres	28
2.1. Les systèmes de ventilation	29
2.2. Les systèmes de chauffage	29
2.3. Autres systèmes de maîtrise du climat	30
2.4. Type de culture et système d'irrigation	31
II. Mécanismes physiques et écophysologiques gouvernant le climat d'une serre	31
1. Principes généraux	32
1.1. Aéraulique des serres	32
1.2. Echanges thermiques	34
1.3. Transferts de masse	39
2. Eléments spécifiques interférant avec le climat	41
2.1. Le sol, les tablettes de culture, le substrat	41
2.2. Le végétal	42
 Chapitre 3. Formalisation mathématique	 45
I. La mécanique des fluides	45
II. Equations générales	46
1. Equation de conservation de la masse	46
2. Equation de conservation de la quantité de mouvement	47
2.1. Forces surfaciques	47
2.2. Forces volumiques	48
3. Equation de conservation de l'énergie	48
4. Résolution du système d'équation	50
5. Equation de Boussinesq	50
6. Equation de conservation d'espèces (vapeur d'eau)	52
7. Récapitulatif des équations de base	53
III. Modélisation de la turbulence	54

1. L'approche statistique : les tenseurs de Reynolds	54
2. Concept de viscosité turbulente	55
3. Le modèle de fermeture à deux équations de transport ($k - \varepsilon$).....	56
IV. Transferts thermiques dans le sol.....	59
V. Sous modèle radiatif	60
1. Equation de Transfert Radiatif	60
2. Couplage entre ETR et équation de conservation de l'énergie	63
3. Modèle numérique	64
VI. Sous modèle de culture	64
1. Milieu poreux	65
2. Termes sources / puits d'énergie.....	66
2.1. Expression de la résistance aérodynamique	69
2.2. Expression de la résistance stomatique	76
2.3. Décroissance du rayonnement.....	78
Chapitre 4. Dispositifs expérimentaux.....	81
I. Objectifs des campagnes de mesure	81
II. La serre d'étude	81
III. Type de culture	82
IV. Descriptions des appareils de mesure	83
1. Les capteurs	83
1.1. Mesures des températures de surfaces	83
1.2. Mesures de la température et de l'humidité de l'air	83
1.3. Mesure du rayonnement	84
1.4. Mesure de la transpiration	84
1.5. Mesure du flux de chaleur dans le sol	85
1.6. Mesure de la vitesse de l'air.....	85
2. Centrales d'acquisition.....	86
3. Incertitude de mesures des capteurs	86
V. Protocoles expérimentaux :.....	87
1. Situation hivernale.....	87
2. Situation estivale.....	89
2.1. Campagne préliminaire	90
2.2. Campagne "complète" :.....	92
Chapitre 5. Analyse de l'évolution spatio-temporelle du climat sous serre.....	95
I. Objectifs	95
II. Cas de nuit en période hivernale	95
1. Evolution des conditions climatiques extérieures	95
2. Evolution du climat dans la serre	96
2.1. Température de l'air.....	96
2.2. Température de parois	97
2.3. Flux de chaleur associé au chauffage	98
2.4. Humidité de l'air	99
2.5. Comportement du végétal	101
III. Description de l'évolution du climat distribué au cours d'une journée en période estivale	102
1. Evolution des conditions climatiques extérieures	102

2. Evolution du climat dans la serre	103
2.1. Température de l'air.....	103
2.2. Humidité de l'air	104
2.3. Rayonnement.....	107
2.4. Comportement du végétal	107
2.5. Flux de chaleur dans le sol	109
IV. Résultats expérimentaux au service de la modélisation numérique.....	111
1. Décroissance du rayonnement	111
2. Variation temporelle du coefficient d'extinction	113
3. Part de l'évaporation dans l'évapotranspiration	116
 Chapitre 6. Application des modèles de transpiration : bilans hydriques.....	 119
I. La transpiration	119
II. Problématiques liées à la transpiration du végétal	119
III. Les modèles d'évapotranspiration	120
1. Méthode directe	120
2. Méthode de Penman Monteith.....	121
IV. Mise en œuvre des modèles de transpiration	123
1. Introduction	127
1.1. Model characteristics	127
1.2. Comparison between transpiration models.....	128
1.3. Objectives of the study	128
2. Materials and methods.....	129
2.1. Transpiration model theory	129
2.1.1. Direct model	129
2.1.2. Penman-Monteith model	131
2.1.3. Leaf aerodynamic resistance	132
2.1.4. Stomatal resistance	134
2.1.5. Radiation extinction inside the crop.....	135
2.2. Experimental method.....	135
2.2.1. Experimental setup	136
2.2.2. Microclimate measurements	136
2.2.3. Leaf area index measurements	137
2.2.4. Transpiration measurements.....	138
3. Results	138
3.1. Application of the Penman-Monteith model	138
3.2. Incidence of simplifications made in the PM model	140
3.3. Choice of the best location of parameters used in the PM model	141
3.4. Comparison between PMM and DM models	141
4. Discussion.....	143
4.2. Comparison between the one- and the two-layer approaches	144
4.3. Extended results provided by the two-layer approach.....	144
5. Conclusion	145
 Chapitre 7. Résultats des simulations numériques.....	 161
I. Mise en œuvre	161
1. Choix des modèles.....	161
2. Propriétés des matériaux.....	161

3. Méthodes de résolution et critères de convergence	164
4. Etapes de simulation	164
II. Simulations préliminaires : conduction dans le sol et échanges radiatifs dans le couvert végétal	166
1. Objectifs.....	166
2. Transferts thermiques dans le sol	167
2.1. La géométrie.....	167
2.2. Validation avec des solutions analytiques.....	168
2.3. Identification de la conductivité thermique.....	171
2.4. Détermination de la condition initiale	174
3. Transferts radiatifs dans le couvert végétal	177
3.1. Géométrie	178
3.2. Conditions limites	178
3.3. Coefficient d'absorption du couvert végétal.....	179
3.4. La variation de la décroissance au cours de la journée	181
III. Cas de nuit en période hivernale	183
1. Domaine de calcul et maillage.....	183
2. Conditions aux limites et entrées du modèle	185
3. Conditions initiales	186
4. Modèle de condensation	187
5. Performance du modèle	188
5.1. Température dans la serre.....	188
5.2. Température dans le couvert végétal.....	190
5.3. Humidité dans la serre.....	190
5.4. Température de toiture	193
5.5. Vitesse de l'air	193
5.6. Application au cas d'une nuit nuageuse	195
5.7. Bilans hydriques et énergétiques.....	196
IV. Cas de jour	200
1. Domaine de calcul et maillage.....	200
2. Conditions aux limites	201
3. Correction de l'absorption du rayonnement par le milieu poreux	202
4. Conditions initiales	203
5. Performance du modèle	203
5.1. Vitesse de l'air	203
5.2. Température de l'air.....	204
5.3. Humidité de l'air	205
5.4. Température du sol.....	206
5.5. Paramètres climatiques dans le végétal	207
5.6. Synthèse	209
V. Bilans hydriques et énergétiques.....	210
1. Bilans hydriques	210
2. Bilans énergétiques.....	211
2.1. Bilans énergétiques sur le végétal	211
2.2. Bilans énergétiques à l'échelle de la serre	212
Conclusions et perspectives	215

Références bibliographiques	219
Sitographie	225
Liste des figures	227
Liste des tableaux	235
Annexe A	237
Annexe B	239
Annexe C	247
Annexe D	255
Annexe E	263
Annexe F :	271

Chapitre 1. Introduction

I. Contexte

1. Contexte de la thèse

La thèse s'est déroulée au sein de l'unité de recherche EPHor (Environnement Physique de la plante Horticole) d'Agrocampus Ouest à Angers. Elle s'inscrit dans la continuité des travaux réalisés par cette équipe et notamment de deux précédentes thèses : celle de Sid-Ali Ould Khaoua portant sur la modélisation de l'aération naturelle et du microclimat des serres en verre et celle d'Abderzak Kichah concernant plus particulièrement le climat au niveau du végétal avec toujours comme objectif la modélisation du climat sous serre.

La présente thèse a été cofinancée par la région Pays de la Loire et par l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) et s'inscrit dans le programme prioritaire de l'ADEME relatif aux "bâtiments économes". L'objectif principal est d'améliorer les connaissances liées au fonctionnement climatique des serres et ce dans l'optique de proposer des solutions permettant de minimiser les consommations énergétiques et hydriques.

2. Contexte général

Les serres de production sont des abris destinés à la production de plantes ornementales, légumières ou fruitières et sont utilisées pour soustraire ces cultures aux contraintes climatiques extérieures afin de gérer au mieux les besoins des plantes, accélérer leur croissance et étendre les périodes de production à l'ensemble de l'année. Les serres constituent donc un enjeu économique majeur pour les horticulteurs et pour les maraîchers.

En France, selon une étude menée par l'ADEME (2007), les surfaces destinées à la production sous serre représentent 2900ha de cultures maraîchères (tomate et concombre principalement) et 2500ha de cultures ornementales (fleurs coupées et plantes en pots) dont au total 2600ha sont des serres chauffées consommant 6TWh par an. La consommation énergétique annuelle moyenne des serres destinées au maraîchage est de 320kWh/m² et pèse pour 22% dans les charges financières des exploitants. En ce qui concerne le domaine ornemental, la consommation énergétique moyenne est de 160kWh/m² représentant 11% des charges des exploitations. L'énergie utilisée pour le chauffage des serres est essentiellement fossile, énergie dont le coût n'a cessé d'augmenter lors des dernières années. La problématique de la maîtrise des consommations énergétiques est donc à présent une des priorités de la

profession, l'objectif étant de continuer de procurer aux plantes le climat dont elles ont besoin tout en réduisant les dépenses énergétiques.

La compréhension et la maîtrise de l'ensemble des mécanismes physiques et écophysologiques qui gouvernent le climat sous serre a été et est l'objet de nombreuses études afin de permettre aux concepteurs de serres de proposer des solutions adaptées aux besoins des producteurs. Alors que les études étaient, il y a encore peu de temps, essentiellement réalisés dans le but de réduire les coûts d'investissements (prix des serres), elles sont à présent principalement menées dans l'optique de diminuer les coûts de fonctionnement (coûts énergétiques, consommation en eau, autres intrants...). Outre les serristes et les exploitants, les consommateurs sont eux aussi concernés par les enjeux liés à la maîtrise de l'ensemble des phénomènes régissant le climat des serres et ce pour trois raisons :

- La première est liée à leur envie de consommer des produits en dehors des saisons naturelles de production.
- La seconde est relative au fait qu'ils représentent le dernier maillon de la chaîne de production sous serre, et devraient donc également bénéficier de la réduction générale des coûts de production.
- Enfin, la sensibilité grandissante du consommateur à la qualité des produits constitue la troisième raison.

Ces enjeux rejoignent les principaux axes du développement durable qui reconsidère la croissance économique en prenant en compte les aspects environnementaux via une production qualitative plutôt que quantitative.

II. Problématique

La serre, en plus de protéger les plantes des conditions climatiques extérieures, doit permettre de créer un climat favorable au développement des cultures. Etre capable de contrôler et d'optimiser ce climat est le principal souhait des exploitants.

1. Gestion de la température

La capacité d'une serre à créer un climat favorable aux cultures s'explique à la fois par le fait qu'elle constitue un espace abrité du vent mais aussi et surtout par le fait que le volume de la serre est réchauffé par ce qu'on appelle justement l'effet de serre. En effet, le moteur principal du fonctionnement d'une serre est le rayonnement solaire qui, "emprisonné" par les parois de

la serre et conjugué au confinement de l'air, contribue à l'augmentation de la température de l'air intérieur.

En période estivale, dès que le rayonnement solaire est important, l'augmentation de la température peut devenir excessive et il convient alors de ralentir ce phénomène pour qu'il ne soit pas préjudiciable aux cultures. Pour cela, différents aménagements peuvent être mis en place. Des ventilateurs mécaniques peuvent être utilisés afin d'extraire l'air chaud de l'intérieur de la serre et de le remplacer par de l'air de l'extérieur plus frais. Ce refroidissement de la serre peut également être assuré en utilisant des ouvrants et en utilisant l'effet du vent pour renouveler l'air de la serre. Le premier type de ventilation, appelé ventilation forcée, est coûteux tant en investissement qu'en fonctionnement mais parfaitement maîtrisable ; le second, appelé ventilation naturelle, bien qu'il ne requière pas de frais de fonctionnement, présente une efficacité limitée et très dépendante du vent extérieur. En plus de dissiper le surplus de chaleur de la serre, il est possible d'en réduire l'apport initial, c'est à dire réduire le rayonnement entrant, en utilisant des écrans d'ombrage. Enfin, des systèmes de brumisation peuvent être utilisés afin d'exploiter l'énergie disponible dans l'air pour évaporer l'eau et réduire la température.

Durant les périodes hivernales et en régions tempérées notamment, le faible rayonnement solaire limite les apports d'énergie qui, couplé aux faibles températures extérieures, complique l'établissement d'un climat propice aux cultures. Dès lors, il est nécessaire de chauffer les serres si l'on souhaite cultiver sous serre de manière continue. Le chauffage des serres est en général assuré par des chaudières (gaz ou fuel) et la chaleur est généralement distribuée via des aérothermes ou via des conduites dans lesquelles circule de l'eau chaude.

2. Gestion de l'humidité

Outre la régulation de la température, la gestion de l'humidité est aussi un enjeu important de la climatique des serres. Toute culture rejette, dans une proportion plus ou moins grande selon le type de culture, de l'eau dans l'air sous forme de vapeur : c'est la transpiration. Ce phénomène tend à augmenter l'humidité de l'air. Un niveau trop élevé de l'humidité de l'air est un frein au bon développement des plantes et peut contribuer à l'apparition de condensation (point de rosée) favorisant alors le développement de maladies fongiques et de moisissures. Afin de réguler cette humidité, la ventilation est privilégiée mais cela impose d'extraire l'air à l'extérieur de la serre (remplacé par de l'air plus sec mais frais) ce qui pose des problèmes en hiver. En effet, les producteurs se trouvent devant une situation paradoxale : ils doivent

chauffer le volume de la serre mais également le ventiler si bien qu'une part de l'énergie dépensée s'avère l'être inutilement. Des systèmes de déshumidification par condensation (pompe à chaleur à déshumidification), des systèmes d'absorption de l'humidité ou bien des échangeurs de chaleur sur l'air extrait sont parfois utilisés pour limiter ces pertes. Ces aménagements permettent des économies substantielles mais sont encore loin d'être généralisés.

3. Gestion des intrants

Parmi les possibilités offertes pour réguler la température et l'humidité du volume de la serre, l'arbitrage est opéré selon des critères économiques, c'est-à-dire en recherchant une moindre consommation d'intrants (énergie et eau en particulier).

Le coût des énergies utilisées pour l'exploitation des serres représente actuellement 22% du prix de revient pour les productions maraîchères et environ 11% pour l'horticulture ornementale (ADEME, 2007). La part importante de ces coûts ainsi que l'augmentation du prix des énergies conduit à privilégier de plus en plus les solutions économes, en particulier préférer la ventilation naturelle à la ventilation forcée, optimiser l'utilisation des apports énergétiques solaires et limiter l'usage des systèmes de refroidissement et de déshumidification (ou pour le moins opter pour des systèmes de refroidissement et de déshumidification économes en énergie).

Cependant, la ventilation naturelle est très dépendante des conditions climatiques extérieures et le rayonnement, principal moteur du climat dans la serre, est fonction de la saison et de l'ensoleillement. Ainsi pour pouvoir choisir les solutions les moins coûteuses en énergie, il importe de maîtriser les facteurs exerçant une incidence sur le climat sous serre, de bien comprendre les phénomènes physiques le régissant et de maîtriser leurs interactions. La mise au point d'un outil de prédiction de la distribution du climat sous serre en fonction des conditions climatiques extérieures devrait permettre une meilleure gestion et un meilleur contrôle du climat pour répondre aux besoins des cultures.

III. Questionnements

Le développement d'un outil permettant de prédire le climat sous serre en fonction des conditions climatiques extérieures données requiert une connaissance exhaustive des mécanismes physiques régissant le climat. Il est alors essentiel de savoir quels sont les

facteurs affectant le plus le climat et comment le climat sous serre évolue en fonction de la variation des paramètres climatiques extérieurs au cours d'une journée.

Cette interrogation se décline selon les questionnements suivants :

- quel est l'impact du rayonnement sur l'évolution du climat dans la serre ?
- dans quelles proportions la ventilation influence-t-elle la température et le taux d'humidité ?
- comment le végétal réagit-il à des conditions climatiques variables et dans quelle mesure modifie-t-il le climat ?

Ces questionnements, non exhaustifs, peuvent trouver diverses réponses selon le moment de la journée. Il s'agit donc de bien prendre en compte les mécanismes physiques qui affectent le climat et son évolution temporelle. Ainsi, il pourrait être apporté des éléments de réponses aux questions telles que :

- à quel moment et à quels endroits les risques de condensation sont-ils les plus importants ?
- comment les besoins en chauffage évoluent-ils à l'échelle de la journée ?
- quand l'irrigation des plantes est-elle nécessaire ?

Les questions concernant l'évolution du climat peuvent être nombreuses, il n'en reste pas moins qu'elles ne peuvent pas être décorréliées d'interrogations concernant la distribution spatiale des paramètres climatiques :

- la ventilation permet-elle de « réguler » l'humidité et la température en tout point de la serre ?
- à quel endroit la condensation est-elle le plus susceptible d'apparaître ?
- est-ce que le chauffage se répartit uniformément et sert-il à répondre aux besoins des cultures ?
- quelle est la localisation idéale d'un capteur permettant de piloter le climat sous serre et d'obtenir des conditions climatiques optimisées pour le développement du végétal ?

L'ensemble de ces questionnements met donc en exergue les besoins de disposer à la fois d'information sur la distribution spatiale et l'évolution temporelle du climat sous serre.

IV. Objectifs

Afin de réduire au maximum les consommations d'intrants dans les serres (d'énergie et d'eau principalement), prédire au mieux la distribution du climat dans les serres et son évolution est

donc un atout majeur. De nombreux travaux de recherche ont été entrepris depuis les années 1980 pour développer des modèles prédictifs et ces modèles ont été améliorés progressivement. Ainsi, l'homogénéité spatiale des paramètres physiques a constitué l'hypothèse de base des premiers modèles. S'en sont suivies des approches plus complexes permettant de rendre compte des hétérogénéités du climat dans la serre. Ces approches ont pu être mises en œuvre grâce au développement des logiciels de CFD (Computational Fluid Dynamics) et à l'accroissement de la puissance de calcul des ordinateurs. Alors qu'initialement, l'attention était essentiellement portée à l'aérodynamique et donc à l'efficacité de la ventilation des serres, les modèles ont intégré au fur et à mesure l'ensemble des phénomènes physiques régissant le climat de la serre : les échanges convectifs, le rayonnement, l'impact du végétal... Cependant l'essentiel des travaux concernant le climat distribué sous serre porte sur des études réalisées en régime stationnaire.

Le but des travaux de recherche de cette thèse est de progresser sur l'élaboration d'un modèle instationnaire. Il sera donc nécessaire d'intégrer dans les modèles, les mécanismes dont l'évolution temporelle a un impact sur le climat. **La prise en compte de la course du soleil ainsi que celle de l'inertie du sol seront les points principaux des travaux menés.** Ces améliorations seront entreprises par étapes en investiguant différents mécanismes de manière découplée afin de pouvoir les utiliser dans un modèle considérant la serre dans son intégralité. Deux situations particulières seront envisagées : la première se focalisera sur une configuration estivale, période lors de laquelle l'impact de la course du soleil est le plus sensible ; la seconde se concentrera sur l'étude des conditions nocturnes en hiver, au moment où la demande en chauffage est la plus importante. Dans les deux situations, le développement d'un outil de simulation permettra, après validation, de réaliser **des bilans hydriques et énergétiques.**

V. Démarche et Méthodes

La maîtrise des consommations énergétiques et hydriques requiert une bonne connaissance des phénomènes physiques mis en jeu en vue de prédire leurs interactions. Cependant l'amélioration des modèles de simulation numérique est nécessaire afin de pouvoir réaliser des bilans énergétiques et hydriques à l'échelle de la journée. Ces améliorations consistent à prendre en compte l'inertie du sol ainsi que les variations des paramètres climatiques liés à la

course du soleil. Compte tenu de la complexité du système étudié, le développement de l'outil numérique a été mené en procédant par étape.

Dans un premier temps, les transferts thermiques dans le sol sont modélisés afin de simuler le processus de stockage-restitution de chaleur dans le sol. Cette étape permet également de déterminer des paramètres nécessaires aux simulations numériques tels que la conductivité thermique du sol et la distribution initiale de température dans le sol. Dans un second temps, seul le végétal est considéré et la décroissance du rayonnement dans le couvert est modélisée. Enfin, les différentes améliorations seront intégrées pour des cas considérant la serre dans son ensemble avec présence de végétal. Ces étapes (Figure 1) incluent également l'étude d'un cas de nuit en période hivernale lorsque les besoins de chauffage sont les plus importants.

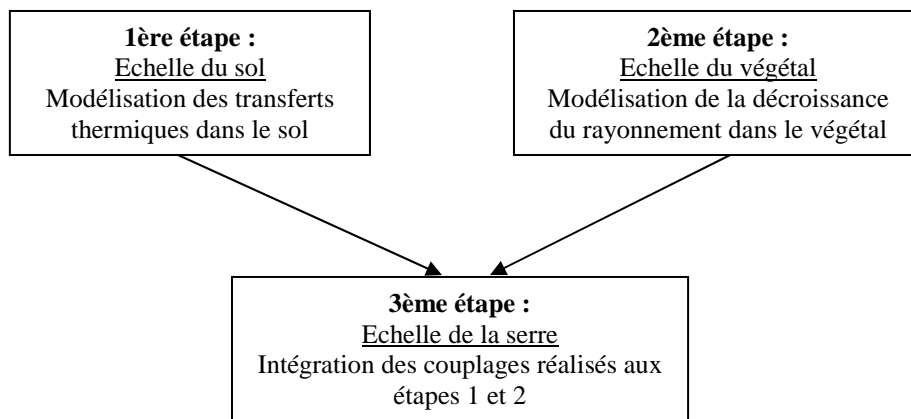


Figure 1 : Principales étapes de modélisation numérique.

La réalisation de la première étape s'appuiera sur des solutions analytiques des transferts thermiques disponibles dans la littérature afin de valider l'évolution de la distribution des températures dans le sol au cours d'une journée type. Pour mener à bien les autres étapes, notamment la seconde, il est nécessaire de réaliser des campagnes de mesures en complément des simulations numériques. Ces campagnes de mesures ont vocation à fournir des données :

- permettant de mieux comprendre les phénomènes physiques mis en jeu, d'améliorer la modélisation de l'interaction du végétal avec le climat en intégrant le caractère instationnaire des phénomènes physiques considérés. Ces mesures permettent aussi de confirmer ou d'infirmer certaines hypothèses simplificatrices émises.
- servant de données d'entrée au modèle de simulation, elles sont utilisées pour formaliser les conditions initiales et aux limites du domaine de calcul.

- correspondant aux grandeurs physiques calculées par le logiciel de simulation qui seront utilisées dans les étapes de validation du modèle numérique.

VI. Structure du rapport

Le manuscrit de thèse s'articule de la manière suivante :

- Le chapitre 2 permet d'avoir une vue générale sur les différents types de serres qui existent ainsi que leurs principales caractéristiques. Il vise également à décrire les équipements présents dans les serres. L'objectif est de mieux situer la serre expérimentale qui est le support des campagnes de mesures menées dans le cadre de la thèse et de décrire les mécanismes physiques et écophysologiques gouvernant le climat d'une serre.

- Le chapitre 3 présente les équations régissant les principaux mécanismes physiques et écophysologiques décrits dans le deuxième chapitre. Ces équations sont celles utilisées ensuite dans les travaux de modélisation.

- La description des besoins en termes de données expérimentales, la description des capteurs utilisés ainsi que celle des campagnes de mesures font l'objet du chapitre 4.

- Le chapitre 5 aborde les résultats expérimentaux : les éléments cognitifs qui en sont déduits, la formalisation des conditions aux limites et la description du climat dans la serre qui permettent la validation des différentes étapes de modélisation.

- L'exploitation des résultats expérimentaux pour dresser des bilans hydriques fait l'objet du chapitre 6.

- Enfin le chapitre 7 centralise l'ensemble des travaux numériques : la validation des étapes de modélisation, l'exploitation de l'outil numérique et l'application aux deux situations identifiées dans la problématique (la situation de nuit en période hivernale et diurne en période estivale) afin de réaliser des bilans énergétiques.

Le diagramme de la Figure 2 présente l'articulation des principales étapes de la thèse.

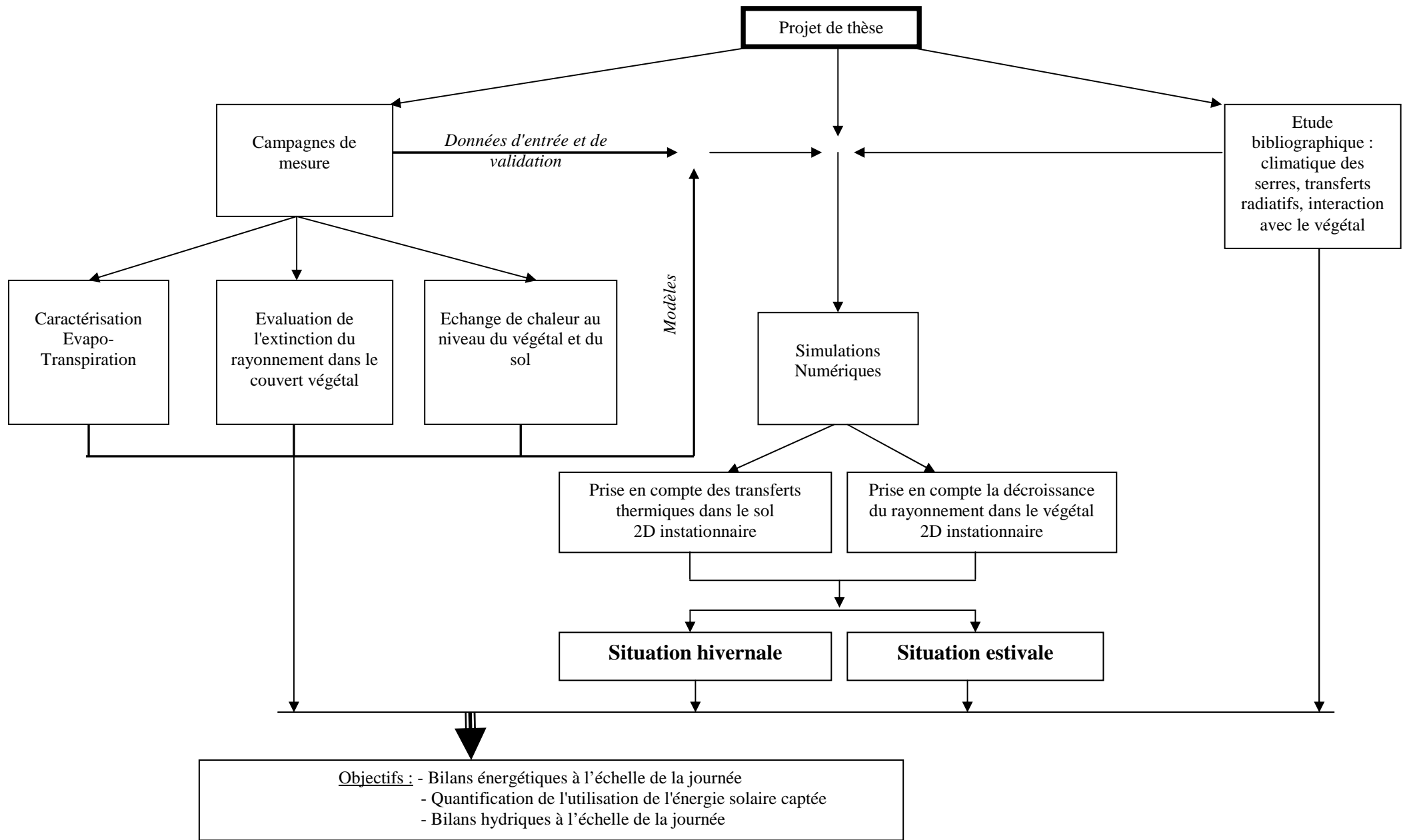


Figure 2 : Articulation des étapes de la thèse.

Chapitre 2. Le système serre

I. Les serres de production

1. Les différents types de serres

La serriculture regroupe les différents types de production ou culture sous serre, la production de plantes horticoles (légumes et plantes ornementales arbres fruitiers ou d'ornements) entre autres. Selon le type de culture considérée, différents types de serre sont utilisés. Une grande variété de serre existe mais deux grands types de serre se distinguent : les serres "lourdes", souvent des serres multi-chapelles en verre et les simples abris plastiques, souvent des serres tunnels (Figure 3).

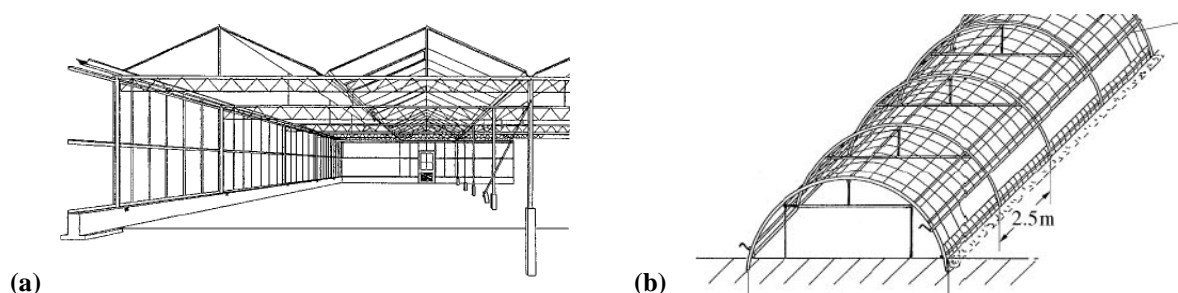


Figure 3 : Exemples de serre "lourde" : la serre multi-chapelles en verre (a) et de serre "légère" : la serre tunnel (b), (Von Elsner et al. 2000a).

L'abri doit dans tous les cas respecter deux contraintes principales : permettre de créer un climat plus favorable aux cultures que le climat extérieur et être suffisamment robuste pour être capable de résister aux vents forts, aux surcharges externes (neige, grêle, ...) ou interne (poids des cultures palissées portées par la charpente, poids des équipements de chauffage, irrigation, ...), le tout en répondant aux considérations économiques (prix de revient, longévité, etc...).

Le choix du type de serre dépend du coût d'investissement et du type de culture mais aussi et surtout du climat de la région considérée. En Europe, on distingue deux grands types de conditions climatiques : le climat tempéré dans le nord (Danemark, Pays Bas, Allemagne, Suède,...) et le climat méditerranéen dans le sud (Espagne, Italie, Grèce, Portugal, sud de la France,...)

Les contraintes climatiques auxquelles sont soumises les serres sont de divers ordres :

- les faibles températures extérieures en hiver, engendrant des températures intérieures en dessous de l'optimum biologique, durant les nuits notamment, et rendant nécessaire le chauffage,
- les vents importants, les chutes de neiges et de grêle pouvant endommager la structure de la serre,
- l'éclairage insuffisant en hiver qui réduit considérablement la photosynthèse,
- les températures intérieures trop élevées en été et même parfois au printemps qui peuvent être néfastes au végétal,
- les taux élevés d'humidité nocturne à l'intérieur de la serre qui augmentent les risques de développement de maladies fongiques.

Ces contraintes, plus ou moins fortes selon la région, ont un impact important sur le choix du type de serre utilisée.

1.1. Les serres "légères"

Les serres légères sont généralement préférées pour les cultures à faible valeur ajoutée (i.e. maraîchage). Il s'agit de structures système de climatisation hormis l'aération dont la couverture est le plus souvent en plastique.

Les serres légères sont le plus souvent utilisées dans des régions au climat méditerranéen dans lesquelles les besoins en chauffage sont relativement faibles. Elles représentent 99% des surfaces de serre en Espagne, 98% au Portugal, 95% en Grèce, 91% en Italie (Von Elsner, 2000a)

1.2. Les serres multi-chapelles

Les serres lourdes, souvent des serres multi-chapelles en verre sont principalement utilisées pour les cultures à forte valeur ajoutée (i.e. les plantes fleuries, les fleurs coupées, les tomates, les concombres...) car elles requièrent un coût d'investissement relativement élevé. Leur couverture est généralement en verre ou en double paroi plastique gonflable. Elles sont principalement utilisées dans les régions au climat tempéré (98% des surfaces de serres aux Pays bas et au Danemark, 95% en Belgique, 86%, en Suède, 30% en France)

2. Les aménagements dans les serres

La régulation du climat et la gestion de l'irrigation sont d'une grande importance pour obtenir des conditions propices à la production de plantes de qualité. Pour cela, la serre est munie de nombreux équipements et capteurs. Des dispositifs électroniques intègrent les paramètres climatiques (température, humidité, rayonnement, vent, concentration en CO₂) extérieurs et

intérieurs et gèrent de façon automatisée le climat de la serre en déclenchant le chauffage, l'aération et l'irrigation.

2.1. Les systèmes de ventilation

Afin de maintenir des conditions de température acceptables pour les plantes, il importe d'évacuer l'excès de chaleur en période estivale dès lors que l'ensoleillement est important. De même, afin de maintenir un taux d'humidité acceptable, il importe de ventiler les serres. Des systèmes de ventilation mécanique sont parfois utilisés pour extraire l'air chaud et/ou humide de la serre et le remplacer par de l'air extérieur plus frais et/ou plus sec. Ces systèmes présentent l'avantage de pouvoir parfaitement maîtriser le taux de ventilation. Cependant, outre les contraintes d'encombrement, la ventilation mécanique induit des coûts énergétiques. Afin de supprimer ces coûts, la ventilation dite naturelle est systématiquement préférée. Elle est assurée par des ouvrants disposés sur les toits ou sur les parois latérales (Figures 4c et 4d) de la serre. Ce type de ventilation n'est que partiellement maîtrisable dans la mesure où, bien que pouvant jouer sur l'ouverture plus ou moins importante des ouvrants, l'efficacité de la ventilation est fortement dépendante de la vitesse et de la direction du vent extérieur.

Par ailleurs ces systèmes de ventilation permettent d'assurer le renouvellement d'air et ainsi d'accroître les échanges de CO₂ et O₂. Enfin, ils jouent également un rôle important sur la distribution des paramètres climatiques dans la serre en assurant un brassage de l'air qui contribue à homogénéiser la distribution de la température et de l'humidité.

2.2. Les systèmes de chauffage

Dans des configurations hivernales, les températures peuvent chuter en dessous de valeurs optimales au développement des cultures, il est alors nécessaire d'apporter un surplus d'énergie afin de chauffer leur environnement des cultures. La production de chaleur est généralement assurée par une chaudière située à l'extérieur de la serre et distribuée selon différents moyens :

- soufflage d'air chaud par des aérothermes,
- chauffage localisé : circulation d'eau chaude dans des tuyaux situés dans l'enceinte de la serre.
- circulation d'eau chaude dans des tuyaux situés dans le sol.
- circulation d'eau chaude dans des tuyaux mobiles que l'on place au plus près de la végétation (chauffage relocalisé, Figure 4g).

2.3. Autres systèmes de maîtrise du climat

D'autres systèmes sont également utilisés afin d'éviter des phénomènes climatiques extrêmes dans la serre qui pourraient affecter les cultures :

- en période estivale, afin de limiter l'élévation de température dans la serre, des rideaux appelés écrans d'ombrage (Figures 4e et 4f) sont déployés au dessus des cultures pour réduire l'apport de rayonnement aux heures où l'ensoleillement est le plus important. Pour les mêmes raisons, au lieu d'utiliser un écran d'ombrage, certains producteurs choisissent de chauler les parois c'est à dire, d'y appliquer de la chaux afin de réduire la transmission du rayonnement dans la serre.

- des systèmes de brumisation peuvent également être utilisés afin de tirer partie de la consommation d'énergie liée au changement d'état de l'eau liquide en vapeur d'eau pour diminuer encore la température de l'air.

- en période hivernale, afin de réduire les déperditions thermiques par rayonnement survenant la nuit au niveau du toit de la serre, des écrans thermiques peuvent être utilisés. Ils permettent de diminuer sensiblement les consommations énergétiques.

- les problèmes d'humidité décrits en introduction peuvent être réduits via l'utilisation de déshumidificateurs (pompe à chaleur à déshumidification,...) mais ces systèmes sont encore très peu répandus.

- enfin, afin de pallier les faibles éclairagements en période hivernale et/ou les faibles durées du jour, de l'éclairage artificiel peut être utilisé.

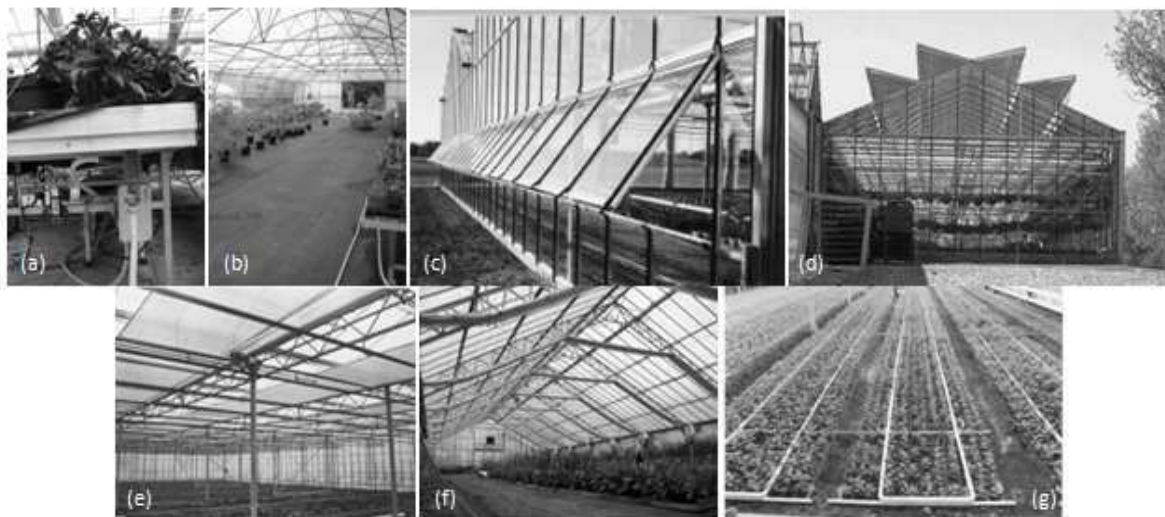


Figure 4 : Dispositifs de serre existants : cultures sur tablettes (a) et sur géotextile (b), ouvrants latéraux (c) et de toiture (d), écrans d'ombrage (e et f), chauffage localisé (g).

2.4. Type de culture et système d'irrigation

Les systèmes d'irrigation utilisés dans les serres sont souvent choisis en fonction du type de culture. Alors qu'en maraîchage, les systèmes de goutte à goutte sont largement répandus, en culture ornementale, les végétaux sont généralement cultivés en pots, posés soit directement sur le sol (béton recouvert d'un géotextile) soit sur des tablettes de culture (Figure 4a et 4b) si bien que les pots sont irrigués périodiquement ou en continu par une nappe d'eau qui atteint les substrats par capillarité. Le goutte à goutte est également largement répandu en cultures ornementales et légumières.

La serre servant de support des campagnes de mesures pour la thèse ainsi que l'ensemble des éléments qui la composent sont décrits dans le chapitre 4.

II. Mécanismes physiques et écophysologiques gouvernant le climat d'une serre

Les serres de production horticole constituent un système biologique et énergétique complexe dans lequel un grand nombre de mécanismes physiques interviennent et interagissent entre eux (Figure 5), en particulier entre l'air et les divers composants de la serre :

- transferts de chaleur par rayonnement, convection et conduction,
- transfert de masse d'air et de vapeur d'eau avec ou sans changement de phase (condensation et évaporation)

A ces mécanismes physiques se couple le comportement du végétal qui interagit avec l'air de la serre de deux manières :

- une interaction mécanique : le végétal exerce une résistance au déplacement de l'air qui se traduit par des pertes de charges importantes.
- une interaction écophysologique : le végétal, du fait de sa température différente de celle de l'air, est le lieu de transfert de chaleur par convection. Il est également source d'un dégagement de vapeur d'eau par transpiration et d'un dégagement ou d'une absorption de dioxyde de carbone (CO_2) et de dioxygène (O_2)

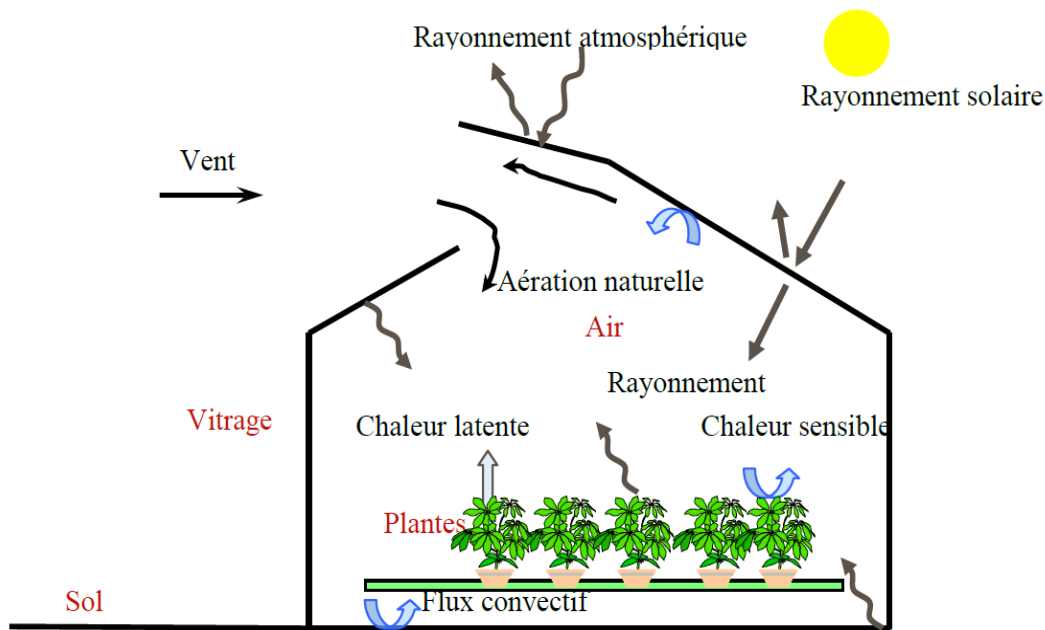


Figure 5 : Description des phénomènes physiques mis en jeu dans une serre.

1. Principes généraux

1.1. Aéraulique des serres

L'aéraulique regroupe l'ensemble des phénomènes physiques ayant trait au déplacement de l'air. Ce déplacement de l'air peut résulter des forces d'inertie (i.e. de la vitesse du déplacement de l'air) lorsque la vitesse du vent est importante ou des forces de flottabilité lorsque la vitesse de l'air est faible. Dans le premier cas, la différence de pression entre deux points de la serre est la cause de la mise en mouvement de l'air. L'air se déplace du lieu à haute pression vers celui à basse pression. Dans le second cas, les différences de température à l'intérieur de l'air sont le phénomène moteur. En effet, du fait de la gravité, l'air chaud, de masse volumique plus faible, a tendance à monter tandis que l'air froid, plus lourd, descend. Ce mécanisme induit donc un mouvement des masses d'air. Ces effets résultants des forces de flottabilité sont en quelque sorte équivalents à ceux de la poussée d'Archimède et doivent leur existence à la gravité terrestre.

1.1.a) Effets du vent

Pour traiter de l'aéraulique des serres, il convient de considérer d'une part l'intérieur de la serre et d'autre part l'extérieur de la serre. A l'extérieur la vitesse du vent est de l'ordre de quelques mètres par seconde alors qu'à l'intérieur elle dépasse rarement les $0.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ (Day et Bailey, 1999). Quelle que soit la serre, on constate que la vitesse de l'air à l'intérieur de la

serre ne dépasse que rarement 20% de la vitesse à l'extérieur de la serre (Bartzanas et al., 2004 ; Mistriotis et al., 1997b ; Wang et al., 1999a)

L'aération des serres consiste en un échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Pendant la période estivale, la température peut atteindre des valeurs élevées susceptibles d'endommager les cultures. De même, l'humidité dépasse aussi parfois les valeurs acceptables pour les plantes. Une humidité trop faible peut amener les cultures à un état de stress ; une humidité trop importante réduit la croissance des plantes, altère le processus de reproduction et favorise le développement de maladies (Baptista et al., 2008). L'aération de la serre par l'intermédiaire des ouvrants (ou un autre système d'extraction ou d'évacuation de l'humidité) est par conséquent nécessaire afin de ménager un climat optimal à la croissance des végétaux tout en augmentant les échanges de dioxygène et de gaz carbonique (Nebali, 2008).

Cette aération est étroitement liée aux conditions climatiques externes notamment à la vitesse du vent et à la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la serre générée par le champ extérieur des vitesses (Boulard et Baille, 1995).

Même dans le cas de serres en verre fermées, des échanges d'air ont lieu entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Ils sont principalement la conséquence de la perméabilité et des fuites plus ou moins importantes de la serre (étanchéité non parfaite). Les avis divergent sur l'influence du vent sur ces fuites : Wang et Deltour (1999) ont observé qu'il n'y avait pas d'influence alors que Ruther (1985) a corrélié le taux de renouvellement de l'air dû aux fuites à la vitesse du vent.

Que ce soit pour les serres ouvertes ou fermées, des échanges d'air ont donc lieu entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Ces échanges occasionnent des transferts thermiques et hydriques qu'il est important de contrôler afin de maîtriser les productions sous serre.

1.1.b) Effets de flottabilité

Bien que en général le vent extérieur constitue le moteur de l'aération de la serre, la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre peut également jouer un rôle important notamment quand le vent extérieur est faible (Baptista et al., 1999) et/ou lorsque la serre est fermée. En effet, l'hétérogénéité des températures induit une hétérogénéité de la distribution des densités de l'air. En fait, il existe des écarts de température entre les différentes surfaces à l'intérieur de la serre (paroi, sol, plantes,...) et l'air. Ces différences induisent un réchauffement (ou refroidissement) de l'air et donc des gradients de masse volumique entre

l'air à proximité de ces surfaces et l'air du reste de la serre. Ce phénomène est aussi connu sous le nom "d'effet cheminée" (Roy et al., 2002).

Dans une serre fermée le vent n'influe que sur les fuites. La vitesse de l'air est alors relativement faible ($<0.1\text{m.s}^{-1}$, Wang et al., 1999a). Les forces de flottabilité deviennent le principal moteur des mouvements internes de l'air. Plus généralement, les forces de flottabilité jouent un rôle important dès que la vitesse de l'air à l'intérieur de la serre est inférieure à 0.5 m.s^{-1} (Mistriotis et al., 1997a).

1.2. Echanges thermiques

Les trois modes de transfert de chaleur coexistent dans une serre : la convection, la conduction et le rayonnement. Ils interagissent entre eux et de ce fait le climat de la serre est en partie la résultante de ces interactions.

1.2.a) Convection

Les mouvements de l'air induisent des échanges de chaleur au niveau des interfaces avec les éléments solides dans la serre. Ces échanges de chaleur associés au déplacement d'un fluide correspondent au mécanisme de convection. Il s'agit donc de transfert de chaleur avec déplacement de matière.

La convection joue un rôle essentiel dans les transferts de chaleur qui surviennent à l'échelle de la serre. A l'intérieur de la serre, la convection est responsable d'un transfert de chaleur entre, d'une part, le sol, les tablettes de culture, la végétation et les parois de la serre et d'autre part, l'air environnant. A l'extérieur de la serre, le vent dissipe l'énergie emmagasinée par le toit et les parois de la serre évacuant ainsi une partie de la chaleur accumulée dans la serre.

Selon l'intensité du vent (pour l'extérieur) et de la vitesse d'air (pour l'intérieur), la convection peut être libre (transfert essentiellement associé aux gradients de température), forcée (transfert principalement dû à l'aération de la serre/au vent) ou mixte (intensité des deux phénomènes du même ordre de grandeur). L'intensité des échanges thermiques est proportionnelle à la différence de température et dépend fortement du régime de convection (Roy et al., 2002), cependant, les échanges de chaleur sont généralement moins importants en convection libre, qu'en convection forcée. En effet, le mouvement du fluide plus important en convection forcée permet d'évacuer la chaleur et de maintenir un gradient thermique important entre l'air et les surfaces en contact avec l'air.

L'estimation avec précision des coefficients d'échanges est donc cruciale dans l'évaluation de l'intensité des échanges thermiques et des pertes énergétiques.

1.2.b) Conduction

Contrairement aux échanges convectifs, les échanges conductifs correspondent à des transferts de chaleur sans déplacement de matière. Il s'agit en réalité de la transmission de proche en proche de l'énergie cinétique des atomes. Les transferts conductifs ont lieu principalement dans les solides et tendent à uniformiser la température du solide dans lequel ils ont lieu. Le transfert de la chaleur s'effectue des parties chaudes vers les parties froides. Le poids de la conduction dans les transferts thermiques dépend de la conductivité thermique (i.e. la capacité à conduire la chaleur) du ou des matériaux composant le solide ainsi que de la différence de température dans les matériaux.

Dans une serre, les principaux échanges par conduction ont lieu dans le sol, entre la surface et les couches plus profondes. Des échanges par conduction ont aussi lieu à travers les parois de la serre. Ces derniers sont la plupart du temps, considérés comme stationnaires, c'est-à-dire qu'on ne prend en compte ni l'inertie du matériau ni les phénomènes de stockage-restitution de la chaleur car ces parois sont généralement de faible épaisseur et l'équilibre thermique est rapidement atteint (Jolliet, 1988 ; Kittas, 1994).

Dans le sol, si on considère des durées courtes, il est également possible de négliger l'influence des échanges conductifs sur la température de surface du sol. En revanche pour des phénomènes observés à l'échelle de la journée, il est important de considérer la conduction. En effet, de jour, la température à la surface du sol est souvent supérieure à celle dans le sol en profondeur du fait du rayonnement solaire reçu et de la température de l'air de la serre plus élevée. Un transfert de chaleur depuis la surface du sol vers ses couches profondes est donc observé. De nuit, les échanges de sens inverse se produisent : la température de la serre est inférieure à celle de la surface du sol, il n'y a pas de rayonnement solaire reçu par le sol si bien que la température du sol en profondeur est plus élevée que celle de sa surface : le sol restitue alors la chaleur qu'il a emmagasinée dans la journée. Cette propension à emmagasiner de la chaleur et à la restituer dépend de la capacité calorifique du sol. Plus elle sera élevée plus la capacité de stockage de chaleur sera importante.

Comme expliqué dans le paragraphe concernant la gestion de la température (Chapitre 1.I.2.1), il arrive que l'énergie captée par la serre en journée soit trop importante si

bien qu'il est nécessaire de ventiler la serre (cf. II.1.1.a) pour dissiper le surplus d'énergie. Inversement la nuit, quand les températures sont trop faibles, le recours à divers systèmes de chauffage est alors nécessaire. Cette situation assez paradoxale met en lumière les économies d'énergie qui pourraient être réalisées grâce à une meilleure gestion de l'énergie stockée le jour dans le sol.

1.2.c) Rayonnement

Le rayonnement est un mode de transmission thermique sans transfert de masse. Il est la résultante de la propagation d'ondes électromagnétiques. Les échanges par rayonnement sont des échanges de surface à surface (Figure 6) entre deux corps qui émettent, absorbent, réfléchissent et même parfois transmettent du rayonnement.

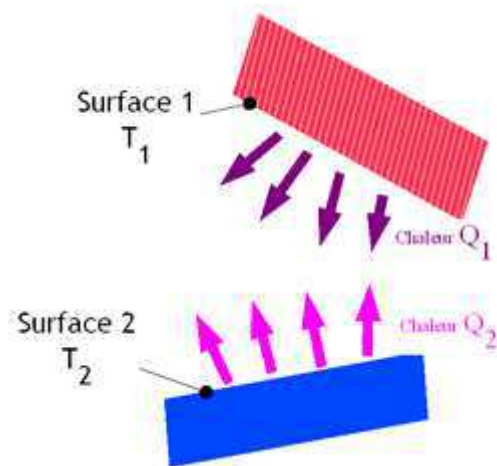


Figure 6 : Echanges thermiques de rayonnement entre deux surfaces [1].

Tout corps émet de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques d'une manière omnidirectionnelle. La longueur d'onde de cette onde émise est inversement proportionnelle à la température du corps considéré. Ainsi, le rayonnement émis par le soleil, très chaud, est de courte longueur d'onde (0.3-3 μm). Au contraire, le rayonnement émis par la terre ainsi que par tout corps ayant une température comparable ($\sim 20^\circ\text{C}$) est de grande longueur d'onde (3-100 μm). Ces deux rayonnements sont à ce titre appelés rayonnement de courte et de grande longueur d'ondes (Guyot, 1999). Il n'existe qu'un très faible recouvrement entre les deux spectres. L'énergie émise par un corps (i.e. l'énergie rayonnée), à une longueur d'onde donnée se transforme en énergie thermique si elle rencontre un corps absorbant pour la longueur d'onde considérée.

Tout corps peut absorber une onde électromagnétique (Figure 7). Il peut également la réfléchir ou la transmettre (être traversé). La capacité d'un corps à réfléchir, absorber et transmettre une onde dépend des propriétés de ce corps appelées respectivement coefficient de réflexion, d'absorption et de transmission. Ces propriétés sont aussi dépendantes de la longueur d'onde de l'onde incidente. Ainsi le verre est transparent vis-à-vis des courtes longueurs d'onde et transmet donc une grande part du rayonnement de courte longueur d'onde reçu alors qu'il absorbe la quasi-totalité du rayonnement de grande longueur d'onde (Tableau 1).

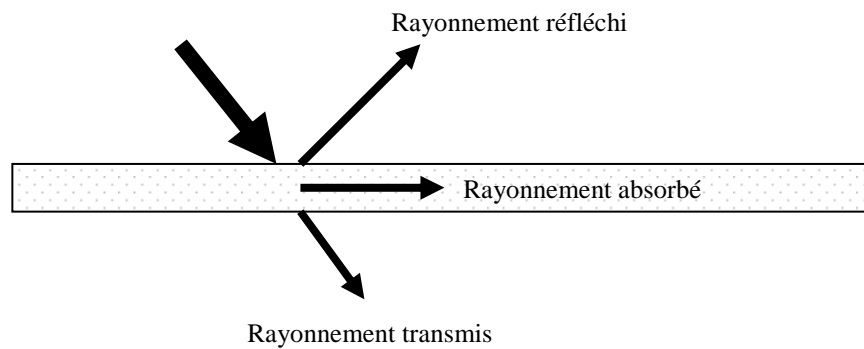


Figure 7 : Absorption, réflexion et transmission du rayonnement.

Bande de longueur d'onde (μm)	Absorption α	Réflexion ρ _r	Transmission τ
[0,3]	0,15	0,1	0,75
]3,100]	0,9	0,1	0

Tableau 1 : Propriétés optiques du verre (Bournet et al., 2007).

Le rayonnement solaire est de courte longueur d'onde puisque la température du soleil est très élevée (environ 5800K). En entrant dans l'atmosphère terrestre ce rayonnement est en partie réfléchi, en partie absorbé. La partie restante est celle reçue à la surface de la Terre (Figure 8).

Le rayonnement solaire est perçu sur Terre selon deux composantes :

- l'une directionnelle qui correspond au rayonnement direct,
- l'autre non directionnelle, qui correspond au rayonnement diffus.

La diffusion est plus importante lorsque le ciel est nuageux, voire même totale lorsque le soleil est complètement voilé par les nuages.

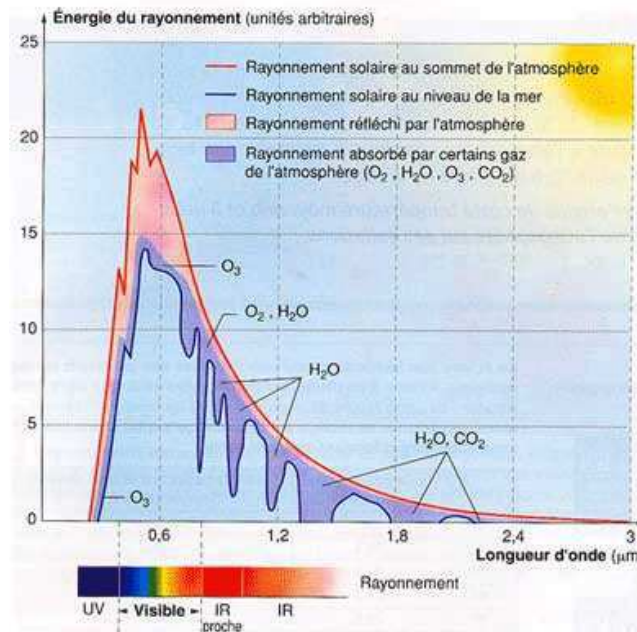


Figure 8 : Spectre du rayonnement solaire [2].

De la même manière qu'à la traversée de l'atmosphère, une fraction du rayonnement solaire est transmise à travers les parois de la serre alors qu'une autre fraction est absorbée, la fraction restante est réfléchi. Le couvert végétal utilise alors une part de ce rayonnement pour la photosynthèse. Il s'agit du rayonnement photosynthétiquement actif (PAR) (Figure 9). Le spectre du rayonnement PAR s'étend de 400 à 700nm ; il correspond environ à 44% du rayonnement de courte longueur d'onde.

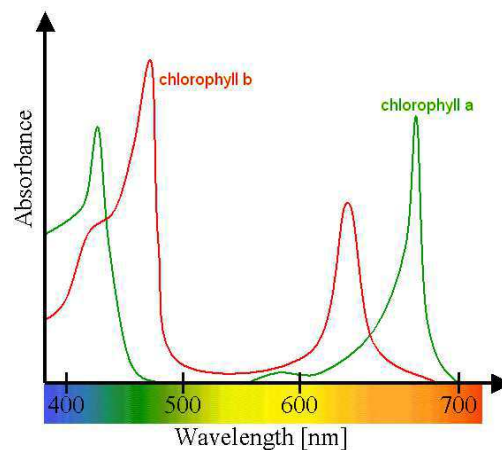


Figure 9 : Longueur d'onde absorbée par le végétal pour réaliser la photosynthèse [3].

Les éléments de la serre émettent un rayonnement de grande longueur d'onde dans toutes les directions. Ce rayonnement n'est pas transmis par le verre mais est en grande partie absorbé et/ou réfléchi : il contribue à chauffer les parois de la serre et donc, par convection, l'air de la serre.

Si on souhaite exploiter au maximum le rayonnement solaire entrant dans la serre, il est préférable d'utiliser des matériaux les plus transparents possibles au rayonnement de courte longueur d'onde et les plus opaques possibles au rayonnement de grande longueur d'onde.

1.3. Transferts de masse

A tous les phénomènes précédemment décrits s'ajoutent d'autres échanges qui sont principalement induits par la présence du végétal dans la serre. Il s'agit du transfert d'espèces constituant l'air de la serre : la vapeur d'eau et le dioxyde de carbone sont les espèces considérées en priorité dans ces transferts puisqu'elles influent sur les rendements quantitatifs et qualitatifs des cultures.

1.3.a) Vapeur d'eau

La quantité d'eau contenue dans l'air sous forme de vapeur d'eau a une influence sur la transpiration des cultures (cf II.2.2.b) ainsi que sur le risque de condensation.

La transpiration des plantes est le phénomène qui permet la circulation de la sève. Plus l'écart de pression de vapeur d'eau (appelé déficit de pression de vapeur d'eau) entre l'air près du végétal et l'air à l'intérieur des feuilles (chambre sous stomatique) est élevé, plus la transpiration est favorisée. Cette transpiration est alors une source de vapeur d'eau dans l'air au voisinage des cultures. Il résulte de ce phénomène une humidité plus élevée à proximité du végétal que dans le reste de la serre. Pour une serre ouverte, les vitesses de l'air sont plus élevées que pour une serre fermée et cette humidité est convectée. L'aération naturelle permet donc de renouveler l'air à proximité du végétal, ce qui maintient un gradient de pression de vapeur d'eau important entre le végétal et l'air. La transpiration étant d'autant plus importante que ce gradient est élevé, ce transfert de vapeur d'eau grâce au mouvement de l'air favorise donc les pertes hydriques du végétal. Ce transport de vapeur d'eau peut néanmoins avoir lieu lorsque la vitesse de l'air est faible du simple fait de gradient de concentration de vapeur d'eau dans l'air. En effet, en présence de différence de concentration de vapeur d'eau, des phénomènes de diffusion tendent à réduire les hétérogénéités. Il s'agit en fait d'un transfert au niveau microscopique des composantes de l'air sans mouvement macroscopique de l'air. Ce transfert a lieu depuis les zones les plus humides (proches du végétal) vers les zones présentant les concentrations de vapeur d'eau les plus faibles ; en particulier, vers les parois lorsqu'il y a condensation, puisque le phénomène de condensation "soutire" de la vapeur d'eau à l'air.

Dans une serre, il est préférable d'éviter la condensation pour deux raisons principales:

- l'apparition d'eau libre sur les feuilles des plantes favorise le développement de certaines maladies (fongiques comme le botrytis par exemple),
- la formation de gouttes sur les parois de la serre réduit sensiblement la transmission du rayonnement.

La condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air se produit lorsque de l'air humide est refroidi jusqu'à atteindre le point de rosée (Figure 10). En effet, l'eau se condense quand la pression de vapeur d'eau dans l'air atteint la pression de vapeur saturante (courbe de saturation). Cette pression de vapeur saturante augmente avec la température. Ainsi, un air chaud peut présenter une humidité absolue importante sans qu'il y ait de condensation. Par contre, à humidité absolue constante, si cet air est refroidi, alors son humidité relative (i.e le rapport entre la pression de vapeur et la pression de vapeur saturante, usuellement exprimé en pourcentage) augmente jusqu'à atteindre 100% c'est-à-dire le point de rosée : il y a alors condensation.

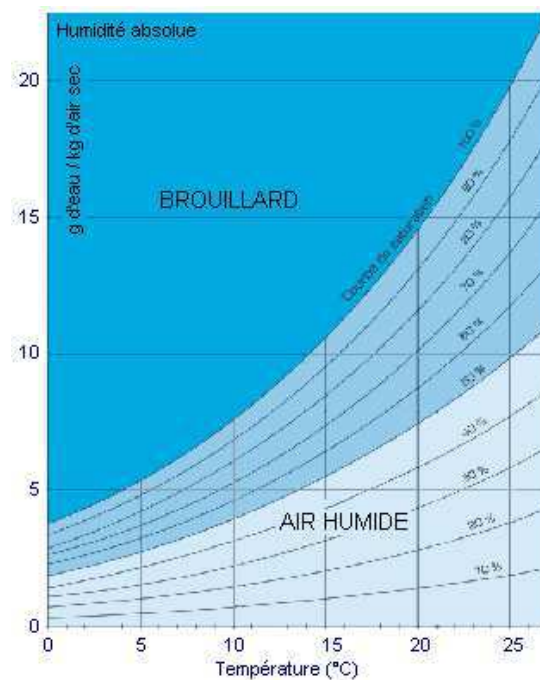


Figure 10 : Diagramme de l'air humide [4].

1.3.b) CO₂

Pour réaliser la photosynthèse, la plante a besoin de dioxyde de carbone (CO₂). Le CO₂ présent dans l'air est fixé par la plante au niveau des feuilles. Ainsi la quantité de CO₂ à proximité du végétal est plus réduite. Afin de ne pas diminuer l'activité des cultures, il est nécessaire de maintenir un taux de CO₂ important. Les phénomènes de diffusion du CO₂ vers les zones proches du végétal du fait de leur plus faible concentration en CO₂ ne sont pas suffisants pour assurer l'apport nécessaire aux besoins des cultures. Il est alors nécessaire de favoriser le renouvellement de l'air à l'aide de la ventilation. On notera que pour certaines cultures, un enrichissement de l'air en CO₂ est pratiqué afin d'augmenter les rendements de production.

2. **Eléments spécifiques interférant avec le climat**

2.1. *Le sol, les tablettes de culture, le substrat*

Le sol de la serre, les tablettes de culture et le substrat des pots ont un effet important sur le climat d'une serre. Ces éléments sont à l'origine des diverses interactions avec les transferts thermiques (conduction, convection rayonnement) et hydriques (transferts de vapeur d'eau) précédemment décrits.

2.1.a) Transferts thermiques

Les tablettes de culture et le substrat des pots, ont un impact moindre que le sol sur le climat. Néanmoins, il convient d'avoir conscience des effets qu'ils engendrent. Si ces éléments jouent un rôle moindre que le sol c'est tout d'abord parce que leur inertie thermique est largement plus faible. Par ailleurs, leurs dimensions sont assez faibles si bien que la conduction dans ces éléments n'entre que peu en jeu. En revanche, le rayonnement qu'ils reçoivent ainsi que celui qu'ils émettent doit être pris en compte de même que l'effet de leur température sur la convection de l'air.

Le sol, quant à lui, a une grande inertie. Le flux de chaleur conductif dans le sol par conduction est donc le point déterminant. De jour le sol est chauffé par le rayonnement solaire, la chaleur est conduite dans le sol où elle est progressivement emmagasinée. La nuit, en l'absence de rayonnement solaire, l'air de la serre devient plus froid que le sol ; la chaleur est alors restituée.

L'évolution de la température à la surface du sol peut être assimilée à un signal périodique (Guyot, 1999, Kimball, 1982).

Les variations annuelles de la température ne sont plus sensibles au-delà de 8m de profondeur (Monteil et Amouroux, 1997). La température au-delà de cette profondeur est constante et égale à la température moyenne annuelle en surface.

Sur une durée de 24h, l'influence de la température de l'air à la surface du sol sur la distribution de température dans le sol n'est sensible que jusqu'à une certaine profondeur. Au-delà de cette profondeur, la température est constante et égale à la moyenne journalière de la température en surface. Cette profondeur varie avec les caractéristiques thermiques du sol mais ne dépasse que rarement les 60cm (Makhlouf, 1988).

Il est important de noter que la plupart des études de climat sous serre qui prennent en compte les échanges thermiques avec le sol simplifient le problème en considérant que le sol est de composition homogène et isotrope (Nebballi, 2008 ; Monteil et al., 1991, Bezari et al., 2007).

2.1.b) Transferts de vapeur d'eau

Les transferts de vapeur d'eau se produisent principalement sous forme d'évaporation et de condensation. Ils induisent des échanges d'énergie importants. Le changement d'état de l'eau (de liquide à gazeux) permet aux plantes de limiter l'augmentation de leur température. On constate donc souvent une température plus faible à proximité du couvert végétal.

Il est fréquent que l'arrosage soit réalisé par subirrigation. La nappe d'eau peut donc, au moment de l'arrosage, être le lieu d'une évaporation dont l'intensité est fonction de l'humidité de l'air et des températures de l'eau et de l'air.

Le substrat dans le cas de culture hors sol ou le sol dans lesquels les plantes sont mises en culture sont aussi le lieu d'évaporation. Cette évaporation est généralement regroupée avec la transpiration des plantes sous le nom d'évapotranspiration.

2.2. *Le végétal*

Les cultures présentes à l'intérieur d'une serre interfèrent de manière importante avec le climat. Elles influent sur l'aéraulique de la serre, sur la température ainsi que sur l'humidité de l'air.

2.2.a) Interaction mécanique

Les cultures interfèrent avec le mouvement de l'air dans la serre. En effet, les cultures constituent un obstacle pour l'air si bien que lorsque l'air pénètre dans le couvert végétal, l'écoulement subit des pertes de charges. Ces pertes de charges engendrées lors du passage de

l'écoulement dans le couvert végétal sont d'autant plus importantes que la densité du couvert est élevée (Molina Aiz et al., 2006 ; Sase et al., 2012).

La distribution des vitesses et/ou la distribution des pressions dans le couvert végétal sont donc modifiées lorsque la vitesse de l'air est importante. En revanche pour une serre fermée, les vitesses d'air sont faibles si bien qu'aucune modification des distributions de vitesse entre l'air dans et au dessus du végétal n'a été constatée (Wang et al., 1999a)

2.2.b) Transferts de vapeur d'eau

En plus d'avoir une influence sur le champ de vitesse, le passage de l'air dans le végétal est la cause du développement d'une couche limite au voisinage des feuilles des cultures. Cette couche limite est un frein aux différents transferts (dont les transferts hydriques) entre le végétal et l'air. Il s'agit de la résistance aérodynamique. Cette résistance aérodynamique est un facteur limitant la transpiration des cultures.

L'évaporation au niveau du substrat et des tablettes se produit notamment au moment de l'arrosage car l'humidité du substrat des plantes augmente et un déséquilibre avec l'humidité de l'air apparaît. A l'interface air/substrat, l'air plus sec a donc tendance à se charger en eau. L'évaporation du substrat est proportionnelle à cet écart d'humidité.

La transpiration est un phénomène entièrement lié à l'activité des cultures. Les plantes transpirent principalement à travers les stomates des feuilles en même temps qu'elles absorbent du CO₂ permettant ainsi la photosynthèse. La transpiration de la plante modifie donc la teneur en eau de l'air de la serre.

La transpiration des cultures est liée au déficit de pression de vapeur d'eau (différence entre la pression de vapeur saturante à la température du végétal et la pression de vapeur de l'air ambiant). Les résistances aérodynamique et stomatique modulent la transpiration du végétal. La première est principalement fonction des caractéristiques de l'écoulement de l'air alors que la seconde représente la résistance aux transferts hydriques exercée par les stomates : elle dépend, outre du type de plante, et des conditions climatiques de l'air à proximité de la feuille.

2.2.c) Transferts thermiques

La transpiration des plantes est un phénomène au cours duquel l'eau passe de l'état liquide à l'état gazeux. Ce changement d'état nécessite de l'énergie (chaleur latente) ce qui concourt ainsi au refroidissement des plantes et de l'air environnant.

La condensation peut avoir lieu dans les conditions décrites précédemment (cf. I.1.3.a) au niveau des végétaux et au niveau des parois (lorsqu'elles sont froides). Elle entraîne des échanges thermiques inverses de ceux de la transpiration : l'eau passe de l'état gazeux à l'état liquide en libérant de la chaleur.

L'impact des végétaux sur le climat se traduit par le au refroidissement du système serre en période estivale mais cause une augmentation de l'humidité qui, si elle n'est pas contrôlée, peut entraîner de la condensation lorsque la température diminue. Certes la condensation réchauffe l'air puisqu'elle libère de la chaleur, mais les risques sanitaires sont de loin plus importants si bien que les exploitants essaient au maximum de réduire les risques de condensation.

Chapitre 3. Formalisation mathématique

La modélisation des mécanismes physiques décrits dans le chapitre précédent a pendant longtemps été entreprise avec des modèles globaux calés sur des mesures expérimentales. L'aération naturelle (Wang et Deltour, 1999), avec en particulier le taux de renouvellement de l'air (Kittas et al., 1995, Ould Khaoua, 2006), ainsi que le comportement thermique des serres (Monteil et al., 1991, Bibi-Triki, 1999, Mesmoudi et al., 2008) ont été largement étudiés et modélisés avec ce type d'approche. Les modèles globaux ne permettent cependant pas d'accéder à une description fine des processus notamment lorsqu'il s'agit d'intégrer tous les mécanismes prépondérants et leurs couplages. Les modèles globaux présentent également des limites quant à la description des circulations de l'air et plus généralement quant à la représentation de la distribution spatiale des variables climatiques. Dans le contexte actuel de crise énergétique et sanitaire, la tendance est aux économies d'énergie et au contrôle de l'humidité, une humidité excessive pouvant favoriser le développement de maladies fongiques. Il est donc primordial d'accéder à une cartographie fine du climat distribué dans la serre afin d'optimiser son fonctionnement et assurer à moindre coût le "confort" climatique du végétal.

Une approche mathématique basée sur la résolution des équations de la mécanique des fluides permet à la fois d'évaluer les paramètres physiques en un nombre de points très important de la serre et de prendre en compte l'ensemble des phénomènes physiques (dont la turbulence) qui interviennent ainsi que leurs interactions. L'augmentation de la capacité de calcul des outils informatiques aidant, le nombre d'études basées sur cette approche de CFD (Computational Fluid Dynamics) a fortement augmenté depuis la fin des années 90 (Norton et al, 2007 ; Bournet et Boulard, 2010).

Ce chapitre décrit les équations de la mécanique des fluides qui gouvernent les principaux échanges dans une serre en portant une attention particulière à la prise en compte des mécanismes de couplage qui interviennent.

I. La mécanique des fluides

La mécanique des fluides est l'étude des fluides (liquides et gaz) et des forces internes associées qui permet entre autre de décrire le comportement d'un fluide (son déplacement, l'évolution de ses paramètres physiques, ...). Les équations décrivant le mouvement d'un fluide découlent à la fois de la mécanique classique (principe fondamental de la dynamique)

et des lois de la thermodynamique (premier et second principe). Il s'agit des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. Elles se basent sur des bilans qui sont tous de la même forme :

$$\text{Accumulation (variation temporelle)} = \text{Flux entrant} - \text{Flux Sortant} + \text{Création (source)} \\ - \text{Disparition (puits)}$$

Ces équations de bilan sont appliquées sur chaque élément de volume de l'espace d'étude discrétisé. Dans le cas d'un écoulement turbulent (cas fréquemment rencontré dans les serres), des équations supplémentaires doivent être résolues. Les équations de bilans "classiques" doivent alors être adaptées pour intégrer ce caractère turbulent de l'écoulement. Ces adaptations imposent d'introduire de nouvelles inconnues. Il faut alors faire des choix de modèles de fermeture (introduction de nouvelles équations de transport pour les quantités turbulentes) permettant la résolution de l'ensemble des équations.

II. Equations générales

Comme détaillé précédemment le recours à des approches de climat distribué est indispensable dès lors que l'on souhaite connaître précisément la répartition des variables physiques dans une serre. Les équations de conservation appliquées à chaque élément du domaine de calcul discrétisé permettent les approches de climat distribué. Les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sont résolues dans les problèmes de ventilation. Il est nécessaire de prendre également en compte l'équation de conservation de l'énergie pour caractériser le comportement thermique du fluide ainsi que l'équation de conservation d'espèces pour connaître la distribution de la concentration de vapeur d'eau ou de CO₂ par exemple.

1. Equation de conservation de la masse

L'équation de conservation de la masse est une première équation permettant de caractériser l'aérodynamique d'une serre. Elle est établie à partir d'un bilan de masse sur un élément de volume fluide appelé particule fluide qui possède à un instant donné une vitesse, une température, une pression et une masse volumique. Elle s'écrit en notation vectorielle (indépendante du système de coordonnées) de la manière suivante :

$$\underbrace{\frac{\partial \rho}{\partial t}}_a + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \vec{v})}_b = \underbrace{S_m}_c \quad (1)$$

avec :

a : variation locale de la masse en fonction du temps ;

b : variation de masse due au champ de vitesse $\vec{v} = f(u, v, w)$: la particule fluide de masse volumique ρ est convectée à la vitesse \vec{v} .

c : termes sources ou puits correspondant à la création ou à la disparition de matière (par ex, dans une serre, l'air perd de sa masse lorsque la vapeur d'eau se condense sur une paroi).

Cette équation ne suffit pas à elle seule pour décrire l'aérodynamique de la serre. La description de la dynamique de l'écoulement (champ de vitesse) s'appuie en plus sur la résolution de l'équation fondamentale de la dynamique (équation de conservation de la quantité de mouvement).

2. Equation de conservation de la quantité de mouvement

A partir de la relation fondamentale de la dynamique qui traduit l'équilibre des forces exercées sur une particule fluide, on peut écrire :

$$\frac{D(\rho \vec{v})}{Dt} = \frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \text{grad}(\vec{v}) = \sum \vec{\delta F}_{ext} \quad (2)$$

Les forces extérieures sont de deux natures :

- forces de volume : forces dues à des champs de forces externes (ex : forces dues au champ de gravité, poussée d'Archimède,...) ;

- forces de surfaces : forces de pression, forces de frottement ;

$$\sum \vec{\delta F}_{ext} = \sum \vec{\delta F}_{surf} + \sum \vec{\delta F}_{vol} \quad (3)$$

2.1. Forces surfaciques

Dans beaucoup de problèmes de mécanique des fluides et en particulier dans les problèmes liés aux serres, les forces surfaciques se résument aux forces de pression (normales aux surfaces) et aux forces de frottement (tangentiels aux surfaces) exercées à la surface de la particule fluide qui s'expriment sous la forme :

$$\sum \vec{\delta F}_{surf} = -p \vec{\delta} + \vec{\tau} = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} \end{pmatrix} \quad (4)$$

Où p est la pression thermodynamique et τ_{ij} est le tenseur des contraintes visqueuses.

2.2. Forces volumiques

Les forces volumiques exercées sur la particule fluide se réduisent aux forces de gravité et aux forces de flottabilité.

$$\sum \delta F_{\text{volumique}} = -\rho g \vec{z} + \rho \vec{F} \quad (5)$$

Il en découle donc la loi de conservation de la quantité de mouvement qui régit l'aérodynamique des serres :

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \vec{v} \cdot \overline{\text{grad}}(\rho \vec{v}) = -\overline{\text{grad}}(p) + \text{div}(\overline{\tau}) - \rho g \vec{z} + \rho \vec{F} \quad (6)$$

soit en coordonnées cartésiennes :

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial(u)}{\partial t} + \rho \left(u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho F_x \\ \rho \frac{\partial(v)}{\partial t} + \rho \left(u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho F_y \\ \rho \frac{\partial(w)}{\partial t} + \rho \left(u \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \rho g + \rho F_z \end{cases} \quad (7)$$

Ce qui s'écrit en notation indicielle :

$$\rho \frac{\partial(u_i)}{\partial t} + \rho \left(u_j \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right) - \rho g \delta_{i3} + \rho F_i \quad (8)$$

Ces 3 équations ainsi que celle de conservation de la masse permettent de traiter les problèmes d'aérodynamique pure tant que l'on est en régime de convection forcée (Papadakis et al., 1992), c'est-à-dire tant que les forces de flottabilité sont négligeables devant les forces d'inertie. Dans le cas de problèmes en régime de convection libre ou mixte (Lamrani et al., 2001) qui correspondent par exemple aux cas des serres fermées ou ouvertes mais avec de faibles vitesses d'air à l'extérieur, les forces de flottabilité ne peuvent pas être négligées. Ces forces de flottabilité sont induites par les gradients de densité, eux-mêmes associés aux gradients de température et d'humidité à l'intérieur du fluide. Dès lors, il faut disposer d'une équation décrivant au moins la variation de la température de l'air : il s'agit de l'équation de l'énergie.

3. Equation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie est déduite du premier principe de la thermodynamique (principe de conservation de l'énergie) et s'écrit pour un système fermé :

$$\Delta(U_{\text{int}} + E_c) = W + Q \quad (9)$$

soit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(U_{\text{int}} + E_c) = W^{\bullet} + Q^{\bullet} \quad (10)$$

où U_{int} est l'énergie interne, E_c l'énergie cinétique, W^{\bullet} et Q^{\bullet} sont respectivement la puissance des forces extérieures et la puissance thermique reçue par l'air.

Cependant, ce principe ne peut être appliqué directement au volume de la particule fluide puisqu'elle est traversée continuellement par de la matière différente : c'est un système ouvert. Cette matière entrante et sortante transporte de l'énergie cinétique et de l'énergie interne, vers ou hors du volume de la particule fluide. Afin d'appliquer le premier principe à un système ouvert, il faut simplement remarquer que l'écriture du bilan énergétique en système fermé indique que W et Q sont des termes sources/puits pour les variations de l'énergie interne et de l'énergie cinétique. Il suffit donc de rajouter les termes de flux convectif dans l'équation de bilan générique :

$$\frac{\partial}{\partial t}(U_{\text{int}} + E_c) = - \left(\iint_S \rho \left(U_{\text{int}} + \frac{v^2}{2} \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dS \right) + W^{\bullet} + Q^{\bullet} \quad (11)$$

Il faut également exprimer la puissance W^{\bullet} des forces qui s'exercent sur le volume de la particule fluide :

- forces de gravité
- forces de pression
- force de frottement visqueux

$$W^{\bullet} = \underbrace{\iiint_V \rho \vec{g} \cdot \vec{v} dV}_{\text{Puissance du poids}} + \underbrace{\iint_S -p \cdot \vec{n} \cdot \vec{v} dS}_{\text{Puissance des forces de pression}} + \underbrace{\iint_S -\sigma \cdot \vec{n} \cdot \vec{v} dS}_{\text{Puissance des forces de frottement visqueux}} \quad (12)$$

On a aussi :

$$Q^{\bullet} = \iiint_V q^{\bullet} dV \quad (13)$$

On exprime l'énergie interne massique en fonction de l'enthalpie massique du fluide

$$u_{\text{int}} = h - \frac{p}{\rho}$$

avec l'enthalpie massique qui s'exprime par $h = c_p T$ en considérant l'air (air, vapeur d'eau, gaz carbonique) comme un gaz parfait. Au final, on obtient (en notation tensorielle) :

$$\underbrace{\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}}_a + \underbrace{u_j \rho C_p \frac{\partial T}{\partial x_j}}_b = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right]}_c - \underbrace{p \frac{\partial u_i}{\partial x_i}}_d + \underbrace{\Phi}_e + \underbrace{S_h}_f \quad (14)$$

a : variation temporelle de l'énergie interne du fluide,

b : variation convective de l'énergie interne du fluide,

c : variation d'énergie interne par conduction,

d : création d'énergie interne liée au force de pression exercée sur la particule fluide,

e : dissipation visqueuse,

f : terme source/puits.

4. Résolution du système d'équation

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \\ \rho \frac{\partial (u_i)}{\partial t} + \rho \left(u_j \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right) - \rho g \delta_{i3} + \rho F \\ \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + u_j \rho C_p \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] - p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \Phi + S_h \end{cases} \quad (15)$$

On dispose donc de cinq équations : une pour la conservation de la masse, trois pour la conservation de la quantité de mouvement et une pour la conservation l'énergie. Il y a 6 inconnues : la masse volumique, les trois composantes de la vitesse, la pression et l'énergie interne.

Il est donc nécessaire de disposer d'une autre équation afin de pouvoir résoudre le système. Il s'agira d'une équation d'état pour l'air.

5. Equation de Boussinesq

L'équation d'état utilisée découle de l'hypothèse d'incompressibilité du fluide, hypothèse

valable dès lors que le nombre de Mach, $M = \frac{v}{c}$ est inférieur à 0.3 ; v étant la vitesse de

l'écoulement du fluide et c la vitesse du son. Le nombre de Mach est largement inférieur à 0.3 puisque dans les problèmes liés aux serres, les vitesses de l'air ne dépassent que rarement 0.5 m.s^{-1} à l'intérieur et quelques mètres par seconde à l'extérieur. Néanmoins, l'approximation de fluide incompressible ne permet pas de prendre en compte les variations

de densité dues aux variations de température et donc de rendre compte des mouvements du fluide résultant de gradients de température (i.e la convection naturelle).

En présence de gravité, des différences de température induisent des hétérogénéités de densité qui peuvent, sous l'effet de la poussée d'Archimède, mettre le fluide en mouvement. L'approximation de Boussinesq permet de prendre en compte ces variations de densité tout en ne considérant pas les effets de compression liés à la vitesse des ondes sonores.

Cette approximation a été proposée par Oberbeck (1879) et Boussinesq (1903). Elle peut être expliquée comme suit :

Il existe des écoulements dans lesquels la température, et par conséquent la masse volumique, varient peu. Cependant la force d'Archimède est la cause du mouvement du fluide. Donc la variation de la masse volumique et des autres propriétés thermophysiques du fluide est négligeable partout sauf dans la force d'Archimède.

La masse volumique ρ en un point de l'écoulement peut être exprimée par un développement en série de Taylor autour d'un état de référence ρ_{ref}, T_{ref} et en se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_{ref} [1 - \beta(T - T_{ref})] \quad (16)$$

avec : $\beta = -\frac{1}{\rho_{ref}} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$, le coefficient de dilatation volumique du fluide (air) à pression

constante. Pour un gaz parfait $\beta = \frac{1}{T} \approx 3.10^{-3} K^{-1}$ pour la gamme de températures considérée dans notre étude.

Le terme de la force d'Archimède $g(\rho - \rho_{ref})$ est du même ordre de grandeur que les termes d'inertie, d'accélération ou de contrainte visqueuse dans l'équation de Navier-Stokes, et n'est donc pas négligeable.

Puisque la masse volumique peut être considérée comme constante sauf dans le terme de force de flottabilité, l'équation de conservation de la masse prend la même forme que celle d'un fluide incompressible :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (17)$$

L'équation de quantité de mouvement (12) est adaptée en remplaçant ρ par $\rho_{ref} [1 - \beta(T - T_{ref})]$ dans le terme de la force d'Archimède, et par ρ_{ref} dans les autres termes.

En tenant en compte de l'équation (17), l'équation de l'énergie devient :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + u_j \rho C_p \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \Phi + S_h \quad (18)$$

Le terme de dissipation visqueuse Φ étant négligeable devant les transferts de chaleur par diffusion, l'équation d'énergie devient :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \frac{S_h}{\rho C_p} \quad (19)$$

avec $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$, la diffusivité thermique du fluide en $m^2 s^{-1}$.

6. Equation de conservation d'espèces (vapeur d'eau).

Jusqu'ici, seul le cas d'un fluide (air) de composition homogène a été traité. Or, l'air est constitué entre autres de dioxyde de carbone (CO_2), d'oxygène (O_2) et de vapeur d'eau. Ces espèces sont présentes en quantité variable dans une serre selon l'endroit considéré. En effet, puisque les plantes absorbent du CO_2 , rejettent de l' O_2 le jour - et l'inverse la nuit - le tout en transpirant, c'est à dire en dégageant de la vapeur d'eau, les concentrations de ces espèces sont différentes au voisinage des cultures et dans le reste de la serre. Ces espèces vont donc se diffuser à travers l'air afin de tendre à la réduction des gradients provoqués par le végétal.

Une nouvelle équation de conservation permet de décrire ce phénomène :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot y_m)}_A + \underbrace{\nabla (\rho \cdot y_m \vec{v})}_B = - \underbrace{\nabla \vec{J}_m}_C + \underbrace{S_m}_D \quad (20)$$

où y_m est la fraction massique d'une espèce m définie par : $y_m = \frac{m_m}{\sum m_i}$ avec m_m la masse de

l'espèce m , en kg.

A : variation temporelle,

B : variation convective,

C : effet des gradients de concentration sur la diffusion de l'espèce m ,

D : termes source et puits de l'espèce m .

Le terme J_m s'exprime avec la loi de Fick :

$$J_m = -\rho \cdot D_m \cdot \nabla y_m \quad (21)$$

où D_m est le coefficient de diffusion de l'espèce m dans l'air.

Le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air est de $0.251 \cdot 10^4 \text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

On peut écrire autant d'équations qu'il y a d'espèces considérées mais pour n espèces, $n-1$ équations suffisent puisqu'on a en plus la relation $\sum y_i = 1$.

Comme expliqué précédemment, la gestion de l'humidité est une problématique d'actualité. L'analyse de la distribution des concentrations de vapeur d'eau fera donc l'objet d'une attention particulière dans notre travail. En revanche, pour notre étude, aucun enrichissement en CO_2 n'est effectué et une ventilation minimum est assurée puisque les ouvrants de toiture sont ouverts. Un renouvellement en CO_2 et O_2 est ainsi opéré "naturellement". Les gradients de ces espèces sont donc faibles et influent très peu sur l'activité des plantes et sur le climat de la serre.

Au final, les seules espèces considérées dans notre étude seront l'air et la vapeur d'eau.

7. Récapitulatif des équations de base

Le système d'équations simplifié se résume donc à :

$$\begin{cases} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{p}{\rho} + gz \right) - g\beta(T_{ref} - T)\delta_{i3} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \frac{S_h}{\rho_{ref} C_p} \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot y_m) + \nabla(\rho \cdot y_m \vec{v}) = -\nabla J_m + S_m \end{cases} \quad (22)$$

On dispose donc de 6 équations avec 6 inconnues : les 3 composantes de la vitesse, la température, la pression et la fraction massique de la vapeur d'eau le système est donc fermé. Cependant, ces équations bien que valables pour des écoulements turbulents ne permettent pas de rendre compte des fluctuations turbulentes puisque qu'elles sont d'échelle trop petite en comparaison des méthodes de résolution, des choix de maillage et des capacités de calcul des instruments utilisés. Des modifications doivent donc être apportées afin de prendre en compte le caractère turbulent de l'écoulement via la modélisation du comportement moyen des quantités turbulentes.

III. Modélisation de la turbulence

La turbulence désigne l'état d'un fluide, liquide ou gaz, dans lequel la vitesse présente en tout point des fluctuations aléatoires entraînant la création de tourbillons dont la taille et la localisation varient sans arrêt. Les écoulements turbulents se caractérisent donc par une apparence très désordonnée, un comportement difficilement prévisible (i.e. chaotique) et l'existence de nombreuses échelles spatiales et temporelles interférant entre elles.

Le comportement complexe des écoulements turbulents est la plupart du temps abordé par la voie statistique. Ould Khaoua (2006) rapporte que le système d'équations de Navier-Stokes décrit précédemment reste valable pour les écoulements turbulents rencontrés sous serre (Tennekes et Lumley 1972, Lesieur, 1997). Cependant les moyens de calcul actuels permettent difficilement une simulation directe de la turbulence sur des volumes aussi importants que ceux considérés dans les serres. Comme il est en effet impossible de simuler des tourbillons dont la taille est inférieure à celle des mailles considérées dans l'approche numérique, on a alors recours à une approche statistique pour inclure les mécanismes turbulents dans l'approche numérique.

1. L'approche statistique : les tenseurs de Reynolds

L'approche statistique consiste à exprimer les variables en composante moyenne et composante fluctuante selon la décomposition de Reynolds. Ces variables s'écrivent alors

$$\begin{cases} u_i(x_i, t) = \bar{u}_i(x_i, t) + u_i'(x_i, t) \\ p(x_i, t) = \bar{p}(x_i, t) + p'(x_i, t) \\ T(x_i, t) = \bar{T}(x_i, t) + T'(x_i, t) \end{cases} \quad (23)$$

Le symbole $\bar{(\)}$ figure l'opérateur de la moyenne statistique ou moyenne d'ensemble, le symbole $'(\)$, les fluctuations ou écarts par rapport à ces moyennes. Si on utilise les propriétés usuelles de la moyenne :

$$\begin{cases} \overline{(u + v)} = \bar{u} + \bar{v} \\ \overline{(\lambda \cdot u)} = \lambda \cdot \bar{u} \\ \overline{(u \cdot v)} = \bar{u} \cdot \bar{v} + \overline{u' \cdot v'} \\ \overline{\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)} = \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \end{cases} \quad (24)$$

Et les relations suivantes :

$$\begin{cases} \overline{u_i \cdot u_j} = \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j + \overline{u'_i \cdot u'_j} \\ \overline{u_i \cdot T} = \bar{u}_i \cdot \bar{T} + \overline{u'_i \cdot T'} \\ \overline{u'_i(x_i, t)} = \overline{p'(x_i, t)} = 0 \end{cases} \quad (25)$$

En injectant l'équation (23) dans les équations du système (22), on obtient les équations de Reynolds :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i \cdot u'_j} \right) + \bar{f}_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j \cdot T'} \right] + \frac{S_h}{\rho C_p} \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \bar{y}_m) + \rho \cdot \frac{\partial \overline{y_m u_j}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \cdot D_m \cdot \frac{\partial \bar{y}_m}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_j y'_m} \right) + S_m \end{cases} \quad (26)$$

Le tenseur symétrique - de second ordre - des fluctuations des vitesses $\overline{u'_i u'_j}$ est appelé tenseur de Reynolds.

N.B Par souci de simplification, les termes $-\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{p}{\rho} + gz \right)$ et $-g\beta(T_0 - T)\delta_{i3}$ sont remplacés respectivement par : $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i}$ et $+f_i$ respectivement dans le système d'équations (26).

La décomposition de Reynolds introduit 12 inconnues supplémentaires, les six termes de corrélations turbulentes $\overline{u'_i u'_j}$ plus trois termes $\overline{u'_i T'}$ et trois termes $\overline{u'_i y'_m}$. Il est donc nécessaire d'avoir recours à des modèles de turbulence pour déterminer les contraintes de Reynolds et fermer le système d'équations.

2. Concept de viscosité turbulente

Le système d'équations (26) comporte plus d'inconnues que d'équations. Le problème posé par le traitement de la turbulence est donc celui de la fermeture de ce système. Dans la gamme des vitesses qui concerne cette étude, on utilise en général le concept de viscosité turbulente introduit par Boussinesq (Chassaing, 2000). Ce dernier a exprimé les contraintes de Reynolds en fonction des gradients de vitesse moyenne de l'écoulement. Les équations sont établies de la même manière que les équations générales de conservation (22), en s'appuyant sur les relations de Boussinesq suivantes :

$$\begin{cases} \overline{u'_i u'_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{2}{3} \left(k + \nu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \\ \overline{u'_i T'} = -a_t \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = -\frac{\nu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \\ \overline{u'_j y'_m} = -D_{wt} \cdot \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_i} = -\frac{\nu_t}{Sc_t} \cdot \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_i} \end{cases} \quad (27)$$

k étant l'énergie cinétique turbulente : $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$

La viscosité turbulente ν_t , n'est pas une propriété intrinsèque du fluide, elle dépend de l'écoulement lui-même. Le terme $\frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\nu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right)$ tient compte de la dilatation volumique du fluide, il est nul pour un écoulement incompressible. a_t est la diffusivité turbulente. En règle générale, on admet que le nombre de Prandtl turbulent $Pr_t = \frac{\nu_t}{a_t}$ de l'énergie vaut $Pr_t = 1$. De

même pour $Sc_t = \frac{\nu_t}{D_{wt}}$ (nombre de Schmidt), on admet qu'il est égal à 1. Le problème se résume alors à la détermination de la viscosité turbulente.

3. Le modèle de fermeture à deux équations de transport ($k - \varepsilon$)

La première formulation de ν_t a été introduite par Prandtl (1925). C'est un schéma à zéro équation de transport, plus connu sous le nom de longueur de mélange. Cette formulation nécessite une détermination empirique de la longueur de mélange qui manque d'universalité. Une façon de progresser vers des schémas offrant plus de généralité consiste à déduire la valeur de la viscosité turbulente à partir de la résolution d'une équation de transport supplémentaire : celle de l'énergie cinétique turbulente k .

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_r + \varepsilon + f_{k_i} \quad (28)$$

Avec :

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

ε : dissipation visqueuse,

f_{k_i} : production due à l'action des forces de gravité,

σ_k : nombre de Prandtl-Schmidt de l'énergie cinétique turbulente, supposé en général constant.

Pour fermer complètement le modèle, on suppose que ε est liée à k par la relation (Kolmogorov) :

$$\varepsilon = c_d \frac{k^{3/2}}{\ell} \quad (29)$$

où c_d est une constante empirique. Pour que le modèle soit opérationnel, on adopte pour l'échelle ℓ la même expression que celle de la longueur de mélange.

Ce modèle souffre également d'un manque d'universalité puisqu'il faut définir empiriquement ℓ .

Dans le but de s'affranchir de la nécessité de spécifier une longueur caractéristique de la turbulence ℓ , on va procéder de façon identique, en introduisant une seconde équation de transport. Les nombreuses tentatives ont vite avorté car il est impossible d'établir de façon exacte, comme cela a été fait pour k , une équation d'évolution de l'échelle de longueur à partir des équations de Navier-Stokes (Ha-Minh, 1991). C'est une approche qui ne consiste pas à rechercher l'évolution de ℓ mais celle du couple $k^m \times \ell^n$. En particulier pour $m=3/2$, et $n=-1$, le couple $k^{3/2} \times \ell^{-1}$ n'est autre que le taux de la dissipation visqueuse qui intervient dans l'équation exacte de l'énergie cinétique turbulente. C'est le modèle de fermeture à deux équations de type $k-\varepsilon$ largement utilisé depuis le milieu des années 70 et initialement proposé par Jones et Launder en 1972. L'introduction de ε dans le modèle permet d'exprimer

l'échelle de longueur ℓ par la relation: $\ell = c_d \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$.

L'expression de la viscosité turbulente est alors :

$$\nu_t = c_\mu \cdot c_d \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (30)$$

La deuxième équation de fermeture qui en découle est l'équation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}_I + \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left[\underbrace{C_{\varepsilon 1} (P_k + C_{\varepsilon 3} \cdot f_{k_i})}_{II} - \underbrace{C_{\varepsilon 2} \cdot \varepsilon}_{III} \right] \quad (31)$$

I : transport par diffusion turbulente et visqueuse ; le transport par pression fluctuante est également englobé dans ce terme. Le nombre de Prandtl-Schmidt turbulent associé à ε est noté σ_ε ,

II : le premier terme traduit la production de la dissipation visqueuse par l'action du mouvement moyen. Quant au deuxième terme, il exprime la production ou la destruction de la dissipation due aux forces volumiques, qui peut être liée au champ gravitationnel par exemple. Dans des situations de turbulence homogène, Lumley (1972) a montré que les interactions avec le mouvement moyen sont négligeables par rapport aux autres contributions (Ha-Minh, 1991),

III : terme de dissipation de ε par action de la viscosité.

Ce système composé des équations (27), (28), (30) et (31), forme le modèle $k - \varepsilon$ dit standard avec les valeurs des constantes (Tableau 2) évaluées par Launder et Spalding (1974) à partir de résultats d'expériences de décroissance d'une turbulence homogène à l'aval d'une grille.

$C'_\mu = C_\mu \cdot C_d$	$C\varepsilon 1$	$C\varepsilon 2$	$C\varepsilon 3$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	0.7	1.0	1.3

Tableau 2 : Constantes du modèle $k - \varepsilon$.

D'autres modèles dérivés du modèle $k - \varepsilon$ existent : le modèle $k - \varepsilon$ *realizable* et le modèle $k - \varepsilon$ RNG (ReNormalization Group). Le premier modèle inclut un terme supplémentaire dans l'équation du taux de dissipation afin de mieux prendre en compte le caractère excessivement diffusif du modèle $k - \varepsilon$ standard. Le second modèle dérivé du modèle $k - \varepsilon$ standard améliore le calcul des contraintes et prend mieux en compte le caractère tourbillonnaire de l'écoulement. Mais le modèle $k - \varepsilon$ standard demeure actuellement l'un des plus utilisés, notamment dans les codes de calcul industriels et dans les applications liées aux serres. Afin de modéliser les phénomènes turbulents rencontrés sous serre, Nebbali (2008) a montré que le modèle $k - \varepsilon$ standard présente un bon compromis entre complexité, précision et temps de calcul (John et Whittle, 1992). Reichrath et Davies (2002) en revanche ont montré que le modèle $k - \varepsilon$ RNG donnait dans un certain nombre de cas de figure des résultats plus précis. Pour autant, la complexité supplémentaire du modèle $k - \varepsilon$ RNG n'apporte pas une amélioration significative des résultats. Il ne sera par conséquent pas retenu dans la suite de ce travail.

Il est important de noter que puisque le modèle $k - \varepsilon$ ne peut pas être appliqué à proximité des parois, il est le plus souvent associé à une loi de paroi (Chassaing, 2000).

IV. Transferts thermiques dans le sol

Les transferts thermiques dans les couches du sol d'une serre doivent être pris en compte dès lors qu'on envisage une approche instationnaire. En effet, le sol a une inertie importante si bien qu'il joue un rôle de stockage (le jour) et de restitution de chaleur (la nuit). A notre connaissance, Tong et al. (2009) et Nebbali et al. (2012) sont les premiers à avoir engagé des travaux de modélisation du climat distribué sous serre considérant l'aspect dynamique du sol en régime instationnaire.

Le sol n'est le lieu d'aucun transport de matière, le seul mode de transfert est la conduction. Donc, pour le cas d'un sol homogène, un bilan thermique sur un élément de volume permet d'établir l'équation de la chaleur pour un transfert unidimensionnel :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \text{ ou } \frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (32)$$

qui peut se généraliser aux cas de transferts tridimensionnels à :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \Delta T \text{ ou } \frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \Delta T \quad (33)$$

avec $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ la diffusivité thermique du sol.

Il existe pour des cas simples des solutions analytiques à cette équation (Taine et Petit, 2003). Pour le cas d'un sol à une température initiale homogène T_i et dont la surface supérieure ($z=0$) est soumise, à $t=0$, à la température T_0 constante, la surface inférieure étant maintenue à T_0 , la solution est :

$$T(z,t) = T_i + (T_0 - T_i) \times \operatorname{erf}\left(\frac{z}{2 \cdot \sqrt{a \cdot t}}\right) \quad (34)$$

Pour le cas d'un sol à une température initiale homogène T_0 et dont la surface ($z=0$) est soumise, à $t=0$, à une température variant de manière périodique $T_e = T_0 \cdot (1 + \cos(\omega_0 \cdot t))$, la solution est :

$$T(z,t) = T_e + (T_0 - T_e) \times \operatorname{erf}\left(\frac{z}{2 \cdot \sqrt{a \cdot t}}\right) + T_0 \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z\right) \cdot \cos\left(\omega_0 \cdot t - \sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z\right) \quad (35)$$

Enfin, pour le cas d'un sol à une température initiale homogène T_0 et dont la surface est soumise, à $t=0$, à un flux variant de manière périodique $\varphi_e = \varphi_0 \cdot (1 + \cos(\omega_0 \cdot t))$, la solution est :

$$T(z,t) = T_0 + \frac{2 \cdot \varphi_0 \sqrt{t}}{\sqrt{\lambda_s \rho_s C_{ps}}} \int_{\frac{z}{2\sqrt{a \cdot t}}}^{\infty} \operatorname{erfc}(u) \cdot du + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sqrt{\frac{a}{\omega_0}} \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z\right) \cdot \cos\left(\omega_0 \cdot t - \sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z - \frac{\pi}{4}\right) \quad (36)$$

Ces expressions analytiques seront utilisées, dans une phase de mise au point du logiciel de mécanique des fluides pour valider le modèle de conduction dans le sol en régime instationnaire et déterminer la conductivité thermique du sol ainsi que la condition initiale de la distribution de la température dans le sol.

V. Sous modèle radiatif

Le rayonnement thermique est un phénomène physique d'origine électromagnétique émis par la matière en relation avec son niveau de température dans une gamme de longueur d'onde allant de 0.1 à 100 μm qui correspond aux domaines de l'ultraviolet, du visible et de l'infrarouge.

Pour simuler l'énergie liée au rayonnement dans le bilan thermique de chaque élément du système serre (*i.e.* Parois, Sol, Tablettes...), on résout l'Equation de Transfert Radiatif qui est couplée à l'équation de conservation de l'énergie.

1. Equation de Transfert Radiatif

L'Equation de Transfert Radiatif (ETR) découle d'un bilan effectué sur un élément de volume représentant la conservation de la luminance.

La luminance est la grandeur qui représente le flux d'énergie radiative dans la direction $\vec{\Omega}$ par unité de longueur d'onde $d\lambda$ autour de λ , par unité de surface perpendiculaire à $\vec{\Omega}$: $dS \cdot \cos \theta$ et par unité d'angle solide $d\Omega$ autour de $\vec{\Omega}$ (Figure 11).

$$I_\lambda(s, \vec{\Omega}) = \frac{dq}{dS \cdot \cos \theta \cdot d\lambda \cdot d\Omega} \quad (37)$$

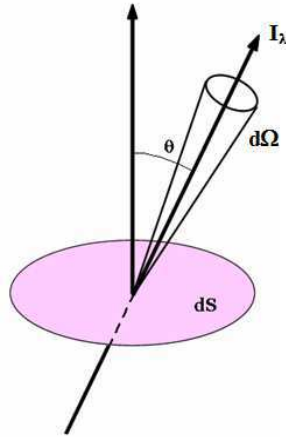


Figure 11 : Représentation de l'angle solide.

Considérons un volume de milieu semi-transparent d'épaisseur ds et de section dA et un faisceau de luminance I_λ qui le traverse.

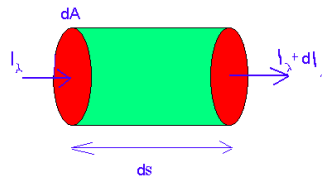


Figure 12 : Bilan radiatif sur un élément de volume.

On réalise un bilan d'énergie sur ce volume élémentaire (Figure 12). Celui-ci fait intervenir :

l'énergie radiative gagnée par le faisceau grâce à l'émission dans l'élément de volume,

la perte d'énergie radiative par le faisceau due à l'absorption dans le milieu,

le gain d'énergie radiative recueilli par le faisceau dû à la diffusion du rayonnement arrivant de toutes les directions,

et la perte d'énergie radiative du faisceau due à la diffusion dans la matière contenue dans $dV=dA.ds$.

Ainsi on établit l'équation de transfert radiatif (Figure 13).

$$\underbrace{\frac{dI(s, \vec{\Omega})}{ds}}_A + \underbrace{(\kappa + \sigma_s) \cdot I(s, \vec{\Omega})}_B = \underbrace{\kappa \frac{\sigma \cdot T^4}{\pi}}_C + \underbrace{\frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(s, \vec{\Omega}') \cdot \Phi(\vec{\Omega}, \vec{\Omega}') \cdot d\Omega'}_D \quad (38)$$

où

s : position

$\vec{\Omega}$: vecteur direction

$\vec{\Omega}'$: vecteur direction de diffusion

κ : coefficient d'absorption (m^{-1})

σ_s : coefficient de diffusion (m^{-1})

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.672 \cdot 10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$)

I : luminance

T : température locale (K)

Φ : fonction de phase

Ω' : angle solide

A : Variation de luminance au passage de la couche d'épaisseur ds du milieu semi transparent considéré.

B : Absorption et diffusion de luminance par la matière contenue dans l'élément de volume (σ_s).

C : Emission de l'élément de volume.

D : Diffusion de luminance du faisceau dans la direction s du rayonnement arrivant de toutes les directions.

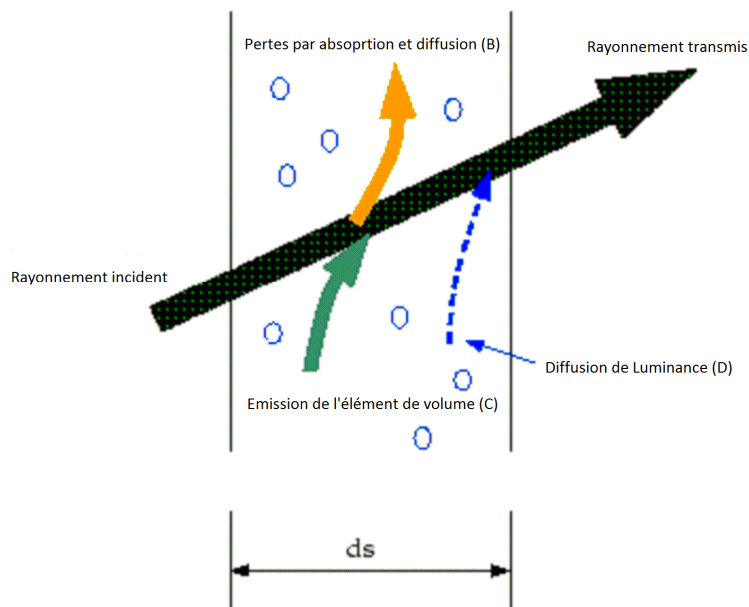


Figure 13 : Transferts radiatifs, illustration de l'équation (38) (documentation Fluent12.1, Fluent User guide, 2009).

2. Couplage entre ETR et équation de conservation de l'énergie

Comme nous l'avons évoqué précédemment, la variation d'énergie interne d'un élément de volume (fluide / solide), est la somme de la variation due à la conduction et à la convection, de la production d'une source interne de chaleur, de la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité, et de l'énergie de dissipation visqueuse auxquelles s'ajoute la contribution par rayonnement à travers la matière translucide de cet élément de volume. En revanche, comparativement au stockage de l'énergie interne, le stockage de cette énergie rayonnante sous forme de photons dans l'élément de volume est couramment négligé. Ainsi, aucune modification n'est apportée sur le terme transitoire de l'équation d'énergie dû à la présence d'un champ radiatif (Siegel et Howell, 2002).

En définissant le vecteur flux radiatif par l'équation :

$$\vec{q} = \int_0^{\infty} \int_{4\pi} I_{\lambda}(\vec{\Omega}) \cdot \vec{\Omega} \cdot d\Omega d\lambda \quad (39)$$

On peut écrire la contribution du rayonnement au bilan énergétique sur l'élément de volume comme une divergence qui s'ajoute à l'équation de conservation de l'énergie.

L'équation (19) devient alors :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \frac{S_h}{\rho C_p} + \text{div}(q) \quad (40)$$

On notera que la divergence de q s'écrit comme la différence d'un terme relatif à l'émission propre de l'élément de volume à la température T et d'un terme relatif à l'absorption dans le milieu.

$$\text{div}(\vec{q}) = \underbrace{4\pi \int_0^{\infty} \kappa_{\lambda} I_{\lambda}^0(T(s)) \cdot d\lambda}_A - \underbrace{\int_0^{\infty} \kappa_{\lambda} \int_{4\pi} I_{\lambda}(s, \vec{\Omega}) \cdot d\Omega \cdot d\lambda}_B \quad (41)$$

$$\text{où } I_{\lambda}^0(T(s)) = \frac{2hc^2}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{hc}{\lambda kT(s)}\right) - 1 \right]} \quad (\text{Loi de Planck pour un corps noir}).$$

A : terme relatif à l'émission propre à la température T

B : terme relatif à l'absorption dans le milieu

3. Modèle numérique

Le verre possédant des propriétés optiques différentes selon la longueur d'onde, il est donc nécessaire de distinguer deux gammes de longueur d'onde : les courtes longueurs d'onde (CLO) [0,1-3 μm] et les grandes longueurs d'onde (GLO) [3-100 μm] dans l'approche de modélisation. Ce modèle bi-bande a été choisi pour sa capacité à séparer les influences des rayonnements atmosphériques (grandes longueurs d'onde) et solaires (courtes longueurs d'onde) (Figure 14). Il permet de calculer le flux de chaleur par rayonnement dans toutes les directions et pour toutes les longueurs d'ondes en utilisant la méthode numérique dite des ordonnées discrètes (DO).

Spectre d'absorption du rayonnement thermique

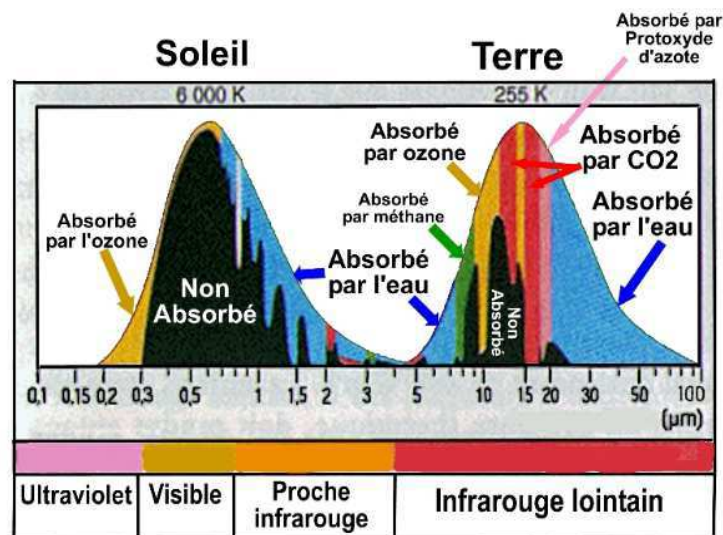


Figure 14 : Spectres des rayonnements solaire et atmosphérique [5].

La méthode aux ordonnées discrètes (DO) peut se résumer en deux hypothèses :

- toute intégration faite sur l'espace des angles solides est remplacée par une quadrature angulaire numérique représentée par un nombre fini de directions orientées selon les vecteurs unitaires (ou ordonnées discrètes) sur lesquelles l'ETR est résolue.
- la résolution spatiale de l'équation pour une direction donnée est faite sur un maillage par une méthode de type volumes finis qui présente l'avantage d'être similaire à celle utilisée pour résoudre les équations de l'écoulement fluide et de l'énergie.

VI. Sous modèle de culture

La géométrie du végétal ne pouvant être modélisée de manière précise et rigoureuse, une approche simplifiée permettant de prendre en compte sa présence est adoptée : une partie du domaine de calcul discrétisé correspond au couvert. Chaque maille du couvert, assimilé à un

milieu poreux (prise en compte de l'interaction mécanique du végétal avec l'air de la serre), sera le lieu de création (termes sources) et disparition (termes puits) d'énergie et de vapeur d'eau estimées via la résolution de bilans thermique et hydrique.

1. Milieu poreux

Le couvert végétal constitue un obstacle à l'écoulement de l'air, induisant ainsi des pertes de charge. Le modèle traditionnellement utilisé pour intégrer l'influence aérodynamique du couvert végétal sur l'écoulement d'air est celui assimilant les plantes à un milieu poreux (Darcy, 1856). Un milieu poreux est un matériau constitué d'une matrice solide, supposée rigide (induisant une perte de pression), parcourue par un réseau de pores interconnectés.

Le modèle du milieu poreux est donc employé pour modéliser l'influence aérodynamique du couvert végétal et se formalise par l'addition d'un terme source dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Cet effort de traînée peut être exprimé comme suit (Boulard et Wang, 2002) :

$$S_{\phi} = -LAIv \cdot C_d v^2 \quad (42)$$

où $LAIv$ (m^2/m^3) est la densité de surface de feuille c'est-à-dire la surface foliaire par unité de volume, C_d (sans dimension) est le coefficient de traînée de la totalité du couvert végétal et v ($m s^{-1}$) est la vitesse de l'air. Ce coefficient de traînée a été évalué par Haxaire (1999) pour un

$LAIv$ de $14.55 \left(\frac{m^2}{m^3} \right)$ pour un couvert de tomates et est égal à 0.32. Molina-Aiz et al. (2004)

pour une culture de melon ainsi que Boulard et Wang (2002) pour des laitues ont utilisé cette valeur dans leurs études. Molina-Aiz et al. (2006) et Teitel et al. (2008) ont également mis en évidence la faible variabilité de ce coefficient pour des cultures de tomates, de poivrons, d'aubergines et de haricots (valeurs comprises entre 0.25 et 0.36 pour des $LAIv$ compris entre 3.6 et 12.6).

Pour les faibles vitesses d'air, les milieux poreux peuvent être traités par l'équation de Darcy-Forchheimer qui correspond au cas de figure où on n'est plus dans le cadre d'application de la loi de Darcy, i.e. pour des nombres de Reynolds > 5 . Cette équation exprime la force de traînée dans le milieu poreux comme la somme d'un terme proportionnel à la vitesse (pertes visqueuses dues aux frottements, Norton et al., 2007) et d'un terme quadratique de la vitesse (résistance due aux effets de l'inertie, Fluent User's Guide, 2006).

$$S_{\varphi} = -\left(\frac{\mu}{K_0} v + \rho \frac{C_f}{K_0^{0.5}} v^2\right) \quad (43)$$

où μ ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$) est la viscosité dynamique de l'air, K (m^2), la perméabilité du milieu poreux et C_f (sans dimension), un facteur de résistance inertielle. Pour la gamme de vitesses d'air typiquement observées dans le couvert végétal, le terme du second ordre de l'équation est prépondérant et les pertes visqueuses (terme du premier ordre) peuvent être négligées (Boulard et Wang, 2002). La valeur de C_f est déduite des deux équations précédentes :

$$\frac{C_f}{K^{0.5}} = -LAIv \cdot C_d \quad (44)$$

Fluent permet également de modéliser le terme de perte de charge S_{φ} par une loi de puissance de la vitesse (Fluent User's Guide, 2006) :

$$S_{\varphi} = -C_0 \cdot \|v\|^{C_1-1} v \quad (45)$$

Avec $C_0 = \rho \frac{C_f}{K^{0.5}}$ (kg.m^{-2}) et $C_1=2$. Il suffit donc de connaître le coefficient C_d pour modéliser le terme source S_{φ} .

2. Termes sources / puits d'énergie

L'absorption d'énergie solaire par les feuilles du couvert végétal est accompagnée d'échanges de chaleur à la fois sensible et latente (transpiration) entre le couvert végétal et l'air (Boulard et Wang, 2002). Ces phénomènes sont considérés dans le logiciel de CFD par un bilan de masse (vapeur d'eau) et de chaleur sur les feuilles (par le biais d'une routine). Un bilan d'énergie sur les éléments de volume correspondant au couvert végétal permet de mettre en équation le fait que le rayonnement absorbé par le végétal induit une variation de la température des feuilles (et donc un échange de chaleur sensible avec l'air par convection) ainsi que de la transpiration du végétal (échange de chaleur latente avec l'air).

$$R_n = Q_s + Q_l \quad (46)$$

R_n est le rayonnement net absorbé par une cellule du couvert végétal (W.m^{-3}),

Q_s est le flux volumique de chaleur sensible (W.m^{-3}),

Q_l est le flux volumique de chaleur latente (W.m^{-3}).

Le flux de chaleur sensible Q_s et le flux de chaleur latente Q_l échangés au niveau du couvert végétal s'expriment en fonction des résistances aérodynamique et/ou stomatique (Figure 15) :

$$Q_s = 2LAIv \cdot \rho_a c_{pa} \frac{(T_f - T_a)}{r_a} = 2LAIv \cdot h_s (T_f - T_a) \quad (47)$$

Avec :

r_a : la résistance aérodynamique de feuille ($s \cdot m^{-1}$),

ρ_a : la masse volumique de l'air ($kg \cdot m^{-3}$),

C_{pa} : la capacité calorifique de l'air ($J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$)

T_f : la température de feuille (K),

T_a : la température de l'air au voisinage de la feuille (K),

h_s : le coefficient d'échange convectif de chaleur sensible ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-3}$),

$LAIv$: la densité foliaire (m^2 de feuille/ m^3 de couvert végétal).

Le flux de chaleur latente Q_l (transpiration) échangé au niveau du couvert végétal peut être exprimé par une relation similaire au flux de chaleur sensible. Pour le cas d'une espèce dite hypostomatique dont les feuilles ne transpirent que d'un seul côté (face inférieure dans le cas de l'Impatiens) son expression est :

$$Q_l = L_v \cdot LAIv \cdot \rho_a \frac{(\omega_f - \omega_a)}{r_a + r_s} \quad (48)$$

L_v est la chaleur latente de vaporisation de l'eau ($kJ \cdot kg^{-1}$),

ω_f , l'humidité absolue de l'air à l'intérieur de la feuille considéré comme saturé ($kg \cdot kg^{-1}$),

ω_a , l'humidité absolue de l'air au voisinage de la feuille ($kg \cdot kg^{-1}$),

r_s , la résistance stomatique de feuille ($s \cdot m^{-1}$).

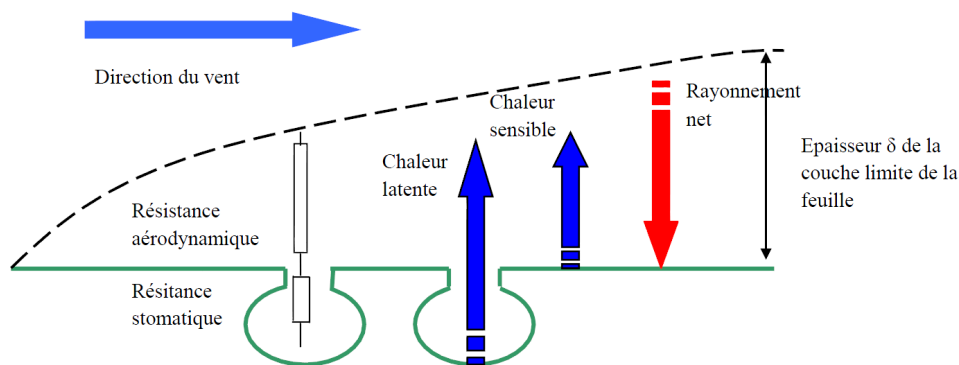


Figure 15 : Résistance aérodynamique et stomatique.

Jusqu'à présent, le rayonnement net absorbé par le végétal était calculé à partir du rayonnement net à la limite supérieure du couvert végétal (en considérant que le rayonnement de courte longueur d'onde décroît selon une loi de type loi de Beer. (cf 2.3) et que le rayonnement de grande longueur d'onde ne subit aucune décroissance dans le végétal). Une

des ambitions de la thèse est de résoudre complètement l'équation de transferts radiatifs afin de pouvoir connaître le rayonnement absorbé pour chaque couche du végétal. Dans tous les cas, le rayonnement net R_n est connu.

La température de l'air est également connue via la résolution de l'équation de l'énergie.

La fraction massique de l'eau dans l'air ω_a est calculée via la résolution de l'équation de conservation de la vapeur d'eau.

Quant au terme ω_f , l'humidité absolue de l'air contenu dans la feuille (chambre sous stomatique) il est calculé en supposant que l'air à ce niveau est saturé en eau. Il s'agit donc de l'humidité absolue calculée à partir de la pression de vapeur saturante de l'air contenu dans la feuille, l'air étant considéré comme étant à la température de la feuille :

$$\omega_f = 0.622 \cdot \frac{P_{vsat}(T_f)}{P_{atm} - P_{vsat}(T_f)} \quad (49)$$

$$\text{avec } P_{vsat}(T_f) = \exp\left(23.32 - \frac{3802.7}{T_f - 273} - \left(\frac{442.7}{T_f - 273}\right)^2\right)$$

En développant $Q_s = R_n - Q_l$ on peut alors recalculer la température de feuille :

$$T_f = T_a + \frac{r_a}{2LAIv \cdot \rho c_p} \left(R_n - L_v \cdot LAIv \cdot \rho_a \frac{(\omega_f - \omega_a)}{r_a + r_s} \right) \quad (50)$$

T_f dépend donc de l'humidité absolue qui elle-même dépend de T_f . Un processus itératif est donc nécessaire pour déterminer T_f , en supposant une température initiale de feuille T_f , on peut estimer l'humidité absolue ω_f et donc recalculer la valeur de la température. Si cette température est suffisamment proche de la température initialement choisie, on la conserve sinon on réitère les calculs en prenant la nouvelle valeur de T_f pour évaluer l'humidité absolue. On recommence autant de fois que nécessaire jusqu'à ce que la température calculée soit suffisamment proche de la température précédemment calculée (Figure 16).

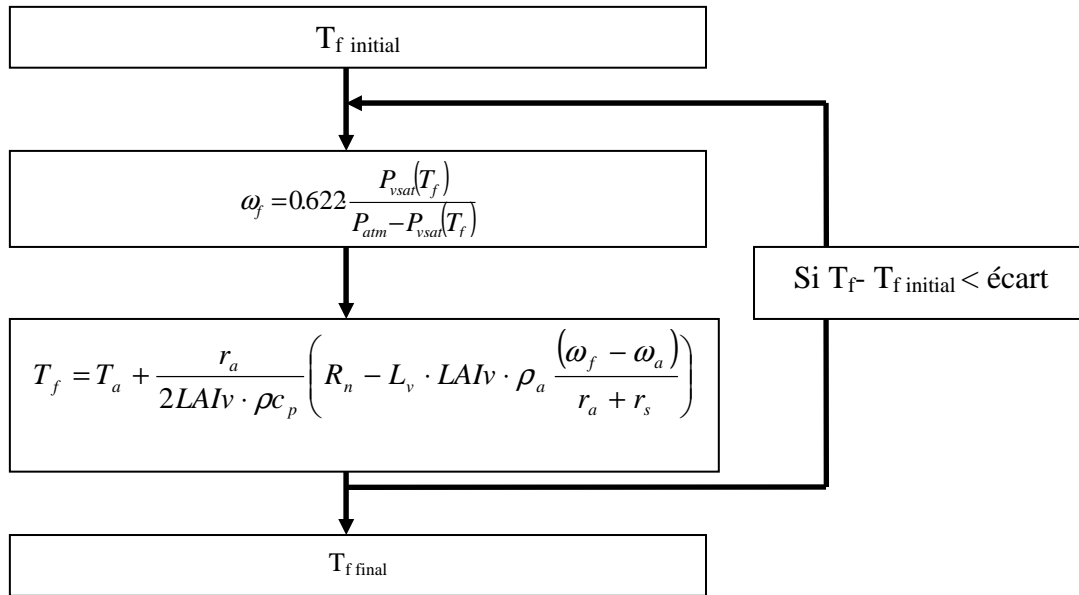


Figure 16 : Détermination de la température de la feuille.

On dispose alors des valeurs de Q_s et de Q_l que l'on peut respectivement intégrer dans l'équation de l'énergie et dans l'équation de conservation de la masse de vapeur d'eau en tant que terme source $S_w = \frac{Q_l}{L}$.

La modélisation de l'évapotranspiration requiert donc la connaissance du rayonnement net total absorbé par le végétal, de l'humidité absolue de l'air ainsi que la connaissance d'un certain nombre de paramètres qu'il faut mesurer : indice foliaire (LAI), résistance aérodynamique, résistance stomatique.

2.1. Expression de la résistance aérodynamique

Le flux de chaleur sensible échangé entre le végétal et l'air peut s'exprimer de deux manières :

$$Q_s = 2LAIv \cdot h_s \cdot (T_f - T_a) \quad (51)$$

où h_s est le coefficient d'échange.

$$Q_s = 2LAIv \frac{\rho_a \cdot c_p}{r_a} \cdot (T_f - T_a) \quad (52)$$

On définit alors, par analogie :

$$h_s = \frac{\rho_a \cdot c_p}{r_a} \text{ d'où } r_a = \frac{\rho_a \cdot c_p}{h_s} \quad (53)$$

Afin de déterminer la résistance aérodynamique, il faut donc évaluer le coefficient d'échange. Différentes expressions du coefficient, découlant de l'expression du nombre de Nusselt (54)

appliqué à la feuille assimilée à une plaque plane de largeur lg et de longueur Lg , sont disponibles dans la littérature (Tableau 3). Les différentes expressions du nombre de Nusselt moyen pour les différentes configurations envisageables et les différents régimes de convection et d'écoulement sont consignées dans le tableau 3.

$$Nu = \frac{h_s \cdot d}{\lambda_a} \quad (54)$$

Les expressions des nombres adimensionnels sont les suivantes :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d^3 \rho_a^2}{\mu_a^2} ; Re = \frac{\rho_a \cdot v \cdot d}{\mu} ; Pr = \frac{\mu_a \cdot c_{pa}}{\lambda_a} \quad (55)$$

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

β est le coefficient de dilatation, dont une approximation est $\frac{1}{T_a}$ (K^{-1}).

ΔT est la différence de température entre l'air et le végétal (K)

d est la longueur caractéristique de la feuille (m)

μ_a est la viscosité dynamique de l'air (Pa.s)

ρ_a est la masse volumique de l'air ($kg.m^{-3}$)

v est la vitesse de l'écoulement d'air ($m.s^{-1}$)

c_{pa} est la chaleur spécifique de l'air ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

Dans la littérature traitant des applications liées aux serres, on trouve de nombreuses expressions pour évaluer la résistance aérodynamique d'une feuille. Elles sont exprimées soit directement en fonction de la vitesse et/ou de la température, soit via l'expression du coefficient d'échange ou celle du nombre de Nusselt. Afin de permettre la comparaison, ces expressions ont été harmonisées et exprimées en fonction du nombre de Nusselt pour les différents modes de convection (Tableaux 4, 5 et 6) et des dimensions caractéristiques de la feuille ($Lg_{feuille}$ et $lg_{feuille}$ sont la longueur et la largeur maximales moyennes de la feuille)

En convection libre (Tableau 4), le nombre de Nusselt s'exprime en fonction de la différence de température (nombre de Grashof) élevée à une puissance dépendant du caractère de l'écoulement. On remarque que le coefficient de proportionnalité utilisé par les auteurs présente une variabilité relativement importante même s'il reste à chaque fois du même ordre de grandeur.

En convection mixte (Tableau 5), les expressions utilisées par les différents auteurs proviennent de la même source (les travaux de Stanghellini, 1987), et sont donc toutes semblables. Elles résultent d'une combinaison des expressions obtenues en convection libre et en convection forcée mais sont de nature un peu différente de celle de la plaque plane.

Enfin en convection forcée (Tableau 6), le nombre de Nusselt dépend principalement de la vitesse de l'écoulement (nombre de Reynolds) élevée à une puissance dépendant du caractère de l'écoulement. La variabilité du coefficient de proportionnalité est faible d'un auteur à l'autre.

On remarquera cependant qu'il demeure un certain flou quant au choix fait par les auteurs sur la dimension caractéristique utilisée. Le plus souvent, on ne sait pas quel choix est fait ni quelle est la valeur utilisée. Les expressions du nombre de Nusselt pour les plaques planes utilisent la longueur de la plaque plane (dans le sens de l'écoulement) comme dimension caractéristique. La difficulté pour l'application de ces formules réside aussi dans le manque d'information de la direction de l'écoulement par rapport à la feuille.

Afin de prendre en compte le fait qu'une feuille n'a pas la géométrie d'une plaque plane rectangulaire, la dimension caractéristique considérée est $d = \gamma_0 \cdot L_{g \text{ feuille}}$ où $L_{g \text{ feuille}}$ est la longueur de la feuille et, pour une géométrie correspondant à celle de la feuille de l'Impatiens de Nouvelle Guinée, $\gamma_0 = 0.581$ si l'écoulement est perpendiculaire à l'axe principal de la feuille ou $\gamma = 0.643$ si l'écoulement est parallèle à l'axe principal de la feuille (Parkhurst et al., 1968, cité par Wiebelt et Henderson, 1978).

La valeur de la dimension caractéristique, c'est à dire la longueur moyenne d'une feuille d'Impatiens, est $L_{g \text{ feuille}} = 0.08 \text{ m}$. La valeur utilisée est $d = \gamma_0 \cdot L_{g \text{ feuille}}$ soit $d = 0.047 \text{ m}$ ou $d = 0.051 \text{ m}$ selon la direction de l'écoulement par rapport à la feuille.

Le choix de $d = 0.047 \text{ m}$ donne une valeur de la résistance aérodynamique 4% inférieure à celle obtenue en utilisant $d = 0.051 \text{ m}$. Cet écart est largement inférieur à celui lié au choix du coefficient multiplicateur dans l'expression du nombre de Nusselt.

Type de convection	Régime de l'écoulement	Orientation de la plaque plane			
		Horizontale		Verticale	Inclinée α (rad) angled'inclinaison par rapport à la verticale
Libre $Re^2 \ll Gr$	Laminaire $10^4 < Gr < 10^9$	Face au dessous $Nu = 0.24 \cdot Gr^{1/4}$	Face au dessus $Nu = 0.49 \cdot Gr^{1/4}$	$Nu = 0.54 \cdot Gr^{1/4}$	$Nu = 0.49 \cdot (Gr \cdot \cos(\alpha))^{1/4}$
	Turbulent $10^9 < Gr < 10^{12}$	$Nu = 0.54 \cdot Gr^{1/5}$	$Nu = 0.13 \cdot Gr^{1/3}$	$Nu = 0.12 \cdot Gr^{1/3}$	$Nu = \left(0.09 + \frac{0.04 \cdot \alpha}{\pi}\right) \cdot Gr^{1/3}$
Mixte $Re^2 \approx Gr$	Laminaire $10^3 < Gr < 10^9$	$Nu = 0.68 \cdot \left(Re^{3/2} + 0.57 \cdot Gr^{3/5}\right)^{1/3}$		$Nu = 0.68 \cdot \left(Re^{3/2} + Gr^{3/4}\right)^{1/3}$	$Nu = 0.68 \cdot \left(Re^{3/2} + \left(\frac{0.17}{1/5 + c(\alpha)}\right)^3 \cdot Gr^{3/5 + 3 \cdot c(\alpha)}\right)^{1/3}$
	Turbulent $10^9 < Gr < 10^{12}$	$Nu = 0.03 \cdot \left(Re^{12/5} + 12.1 \cdot Gr\right)^{1/3}$			
Forcée $Re^2 \gg Gr$	Laminaire $Re < 3 \cdot 10^5$	$Nu = 0.56 \cdot Re^{1/2}$			
	Turbulent $Re > 5 \cdot 10^5$	$Nu = 0.03 \cdot Re^{4/5}$			

**Tableau 3: Expressions du nombre de Nusselt moyen pour une plaque plane.
(d'après Taine et Petit, 2003)**

L'écoulement dans le couvert végétal étant laminaire ($Re < 10^5$ et $10^4 < Gr < 10^9$), les expressions retenues seront donc les suivantes :

Convection libre :

$$Nu = 0.40 \cdot Gr^{1/4}$$

Convection mixte :

$$Nu = 0.40 \cdot (Gr + 6.92 \cdot Re^2)^{1/4}$$

Convection forcée :

$$Nu = 0.65 \cdot Re^{1/2}$$

Les coefficients correspondent aux valeurs moyennes de coefficients trouvées dans la littérature.

<i>Expression réexprimée</i>	<i>Type de végétal</i>	<i>Dimension caractéristique</i>	<i>Expression utilisée par</i>
$Nu = 0.72 \cdot Gr^{1/4}$	Chrysanthème	Non précisée	Yang (1995)
$Nu = 0.54 \cdot Gr^{1/4}$	Laitue	Non précisée	Boulard et Wang, 2002
$Nu = 0.50 \cdot Gr^{1/4}$	Rose	Non précisée	Katsoulas et al., 2007
$Nu = 0.25 \cdot Gr^{0.3}$	Rose	Non précisée	Katsoulas et al., 2007
$Nu = 0.37 \cdot Gr^{1/4}$	Geranium	$d = \frac{2}{\frac{1}{l_{g\text{ feuille}}} + \frac{1}{L_{g\text{ feuille}}}}$	Montero et al., 2000
$Nu = 0.24 \cdot Gr^{1/4}$	Ficus benjamina L.	Non précisée	Denden et Lemeur, 1999
$Nu = 0.49 \cdot Gr^{1/4}$	Tomate	Non précisée	Wang et Boulard, 1999
$Nu = 0.12 \cdot Gr^{1/3}$ (écoulement turbulent)	Tomate	Non précisée	Wang et Boulard, 1999

Tableau 4 : Expressions du nombre de Nusselt en convection libre disponibles dans la littérature relative aux cultures sous serres.

<i>Expression réexprimée</i>	<i>Type de végétal</i>	<i>Dimension caractéristique</i>	<i>Expression utilisée par</i>
$Nu = 0.40 \cdot (Gr + 6.92 \cdot Re^2)^{1/4}$	Chrysanthème	Non précisée	Yang, 1995
$Nu = 0.40 \cdot (Gr + 6.92 \cdot Re^2)^{1/4}$	Rose	Non précisée	Katsoulas et al., 2007
$Nu = 0.37 \cdot (Gr + 6.92 \cdot Re^2)^{1/4}$	Géranium	$d = \frac{2}{\frac{1}{l_{g\text{ feuille}}} + \frac{1}{L_{g\text{ feuille}}}}$	Montero et al., 2000
$Nu = 0.63 \frac{ \Delta T }{d} + 0.83 \cdot \left(\frac{v}{d}\right)^{1/2}$	Banancier	$d = l_{g\text{ feuille}} + L_{g\text{ feuille}}$	Demrati et al., 2007

Tableau 5 : Expressions du nombre de Nusselt en convection mixte disponibles dans la littérature relative aux cultures sous serres.

<i>Expression réexprimée</i>	<i>Type de végétal</i>	<i>Dimension caractéristique</i>	<i>Expression utilisée par</i>
$Nu = 0.61 \cdot Re^{1/4}$	Gazon, pommier, café, coton, maïs, melon, soja, raisin, tomate	d=0.07m	Sentelhas et al., 2006
$Nu = 0.69 \cdot Re^{1/4}$	Poivron	Diamètre moyen de la feuille	Möller et al., 2004
$Nu = 0.036 \cdot Re^{4/5}$	Laitue	Non précisée	Boulard et Wang, 2002
$Nu = 0.60 \cdot Re^{1/4}$	Rose	Non précisée	Katsoulas et al., 2007
$Nu = 0.60 \cdot Re^{1/4}$	Geranium	$d = \frac{2}{\frac{1}{l_{g_{feuille}}} + \frac{1}{L_{g_{feuille}}}}$	Montero et al., 2000
$Nu = 0.69 \cdot Re^{1/4}$	Tomate	Non précisée	Boulard et al., 2004
$Nu = 0.69 \cdot Re^{1/4}$	Tomate	Non précisée	Wang et Boulard, 1999
$Nu = 0.32 \cdot Re^{4/5}$ (écoulement turbulent)	Tomate	Non précisée	Wang et Boulard, 1999

Tableau 6 : Expressions du nombre de Nusselt en convection forcée disponibles dans la littérature relative aux cultures sous serres.

2.2. Expression de la résistance stomatique

La résistance stomatique est la résistance aux transferts hydriques qu'exercent les stomates des feuilles d'un couvert végétal. De fortes températures et des déficits de saturation de l'air élevés dans la serre peuvent couramment survenir notamment au printemps et en été. Ils provoquent un stress et donc une fermeture des stomates (augmentation de la résistance stomatique) induisant un ralentissement de la transpiration des plantes (Boulard et al., 1991). Ce ralentissement aggrave la situation climatique des serres puisque la transpiration est la principale source de refroidissement et d'humidification de la serre (Boulard, 1985). De même, une diminution du rayonnement PAR en dessous d'une certaine valeur induit une fermeture stomatique. Il est donc important de bien appréhender le fonctionnement de cette résistance stomatique.

Il existe un gradient vertical de résistance stomatique à l'intérieur du couvert, qui peut être théoriquement lié, soit à des gradients verticaux de paramètres climatiques, soit à des caractéristiques physiologiques différentes suivant l'étage, c'est-à-dire l'âge des feuilles. Il paraît établi que l'âge physiologique de la plante n'a pas d'influence sur sa résistance stomatique tant que le processus de sénescence n'est pas installé (Boulard et al., 1991). L'hypothèse à retenir est donc que le gradient vertical de résistance stomatique trouve son origine principalement dans l'existence d'un gradient d'un (ou de plusieurs) des facteurs du climat.

Un modèle multiplicatif, basé sur l'hypothèse que chaque facteur climatique ou hydrique participe de façon indépendante à l'établissement du niveau d'ouverture stomatique, a été proposé et utilisé dans la littérature (Seginer, 1984; Stanghellini, 1987) :

$$r_s = r_{s,min} f_1(G) f_2(T) f_3(D) \quad (56)$$

Avec :

- $r_{s,min}$ est la résistance stomatique minimale,
- G ($W.m^{-2}$) est soit le rayonnement global incident au sommet de la culture, G_0 , soit le rayonnement reçu au niveau de l'étage considéré, $G(z)$, selon que l'approche soit globale ou distribuée,
- T (K) est soit la température de l'air, T_a , soit la température foliaire, T_f ,
- D (hPa) est le déficit de saturation rapporté soit à la température de l'air $D_a = P_{vsat}(T_a) - P_{va}$ soit à la température de feuille $D_f = P_{vsat}(T_f) - P_{va}$.

- $P_{vsat}(T)$ est la pression de vapeur saturante à la température T ,
- P_{va} la pression de vapeur de l'air.

Différentes fonctions ont été utilisées pour modéliser l'influence du rayonnement sur la résistance stomatique (Tableau 7).

Expression	Type de végétal	Expression utilisée par	
$f_1(G) = 1 + [\exp(a_1 \cdot (G - b_1))]^{-1}$	Tabac	Avissar et al, 1985	(57)
$f_1(G) = 1 + \frac{a_1}{(G - b_1) \cdot c_1}$	Tomates	Stanghellini, 1987	(58)
$f_1(G) = \frac{1 + a_1 \cdot G}{1 + b_1 \cdot G}$	non précisé	Farquhard, 1978	(59)
$f_1(G) = \frac{a_1 + \cdot G}{b_1 + \cdot G}$	9 espèces ornementales	Baille et al., 1994a	(60)
$f_1(G) = 1 + [\exp(a_1 \cdot (G - b_1))]^{-1}$	Bananier	Demrati et al., 2007	(61)

Tableau 7 : Expression de la fonction exprimant l'influence du rayonnement sur la résistance stomatique (a1, b1, c1 : constantes expérimentales).

Boulard et al. (1991) pour une culture de tomates a trouvé que l'expression (57) minimisait les écarts avec les observations réalisées. Baille et al. (1994a) pour son étude sur la résistance stomatique de neuf plantes ornementales (dont l'Impatiens) et Demrati et al. (2007) pour une culture de bananier ont également utilisé cette formulation.

Pour modéliser l'influence de la température sur la résistance stomatique d'une feuille de tomates, Stanghellini (1987) a choisi $f_3(T) = 1 + a_2 \cdot (T - T_0)^2$, T_0 étant la température correspondant à la résistance stomatique minimale, alors que Boulard et al. (1991) ont trouvé que la fonction $f_2(T) = 1 + \exp(a_2 \cdot (T - b_2))$ permettait d'obtenir un écart plus faible avec les mesures.

Stanghellini (1987) a modélisé l'influence du déficit de saturation avec la fonction $f_3(D) = 1 + a_3 \cdot (D - D_0)^2$. D'après Boulard et al. (1991), il n'est pas nécessaire d'utiliser une fonction pour modéliser l'impact du déficit de pression de vapeur car le rayonnement, la température et le déficit de pression de vapeur sont fortement corrélés. En résumé, deux facteurs (dont obligatoirement le rayonnement) suffisent à décrire l'impact des paramètres climatiques sur la résistance stomatique. Ceci explique pourquoi Baille et

al. (1994a) ont identifié un impact du déficit de pression de vapeur sans impact de la température sur la résistance stomatique alors que Boulard et al. (1991) avaient dressé le constat inverse.

Baille et al. (1994) étant à notre connaissance les seuls à avoir abordé l'impact des conditions climatiques sur la résistance stomatique de l'Impatiens, la formulation retenue sera celle utilisée dans leur étude :

$$r_s = r_{s,\min} f_1(G) f_2(D)$$

$$\text{Avec } f_1(G) = \frac{a_1 + \cdot G}{b_1 + \cdot G} \text{ et } f_2(D) = 1 + a_2 \cdot (D - D_0)^2 \quad (62)$$

Les valeurs obtenues par Baille et al. (1994a) sont : $r_{s,\min} = 150s.m^{-1}$, $a_1 = 421W.m^{-2}$, $b_1 = 41W.m^{-2}$, $a_2 = 0.02kPa^{-2}$ et $D_0 = 2.0kPa$.

2.3. Décroissance du rayonnement

Les différents modèles d'évapotranspiration d'une culture ont pour entrée (entre autres) le rayonnement absorbé par le végétal. L'approche la plus simplifiée considère que tout le rayonnement global incident est absorbé par le végétal. Or le rayonnement, plus précisément le rayonnement de courte longueur d'onde, diminue en pénétrant dans le couvert végétal. Les couches inférieures du végétal reçoivent et absorbent donc moins de rayonnement que les couches supérieures. Il en résulte une transpiration moindre pour les couches inférieures d'un couvert végétal. Envisager une approche distribuée de l'impact du végétal sur le climat (distribution de la transpiration et distribution de la température du végétal et donc du flux de chaleur sensible) requiert donc de connaître la décroissance du rayonnement, élément indispensable pour déterminer le rayonnement absorbé par la végétation à chaque niveau du végétal.

La loi de Beer est la plus fréquemment utilisée pour modéliser la décroissance du rayonnement de courte longueur d'onde dans un couvert végétal à partir de la seule connaissance du rayonnement incident. Elle permet de calculer le rayonnement reçu et donc le rayonnement intercepté :

$$G(z) = G_0 \cdot \exp\left(-K \cdot LAI \cdot \frac{z}{z_0}\right) \quad (63)$$

$G(z)$ (W.m^{-2}) est le rayonnement global reçu à une distance z en dessous de la surface du végétal,

G_0 (W.m^{-2}) est le rayonnement global incident à la surface du végétal,

LAI est l'indice foliaire (Leaf Area Index).

Le coefficient d'extinction du rayonnement K dépend du type de culture considéré. Pour le trèfle violet, ce coefficient d'extinction est de 0.7 (Fleury, 1982), de 0.5 pour le dactyle (Brown et Blaser, 1968), et de 0.65 pour des plants de rosier (Baille, 2006). Pour une culture d'Impatiens, Kichah et al. (2012) ont obtenu un coefficient d'extinction de 0.78.

Chapitre 4. Dispositifs expérimentaux

I. Objectifs des campagnes de mesure

Les campagnes de mesure sont divisées en deux volets principaux :

des **campagnes en période hivernale**, en présence de chauffage où l'on se focalise sur l'étude de l'évolution nocturne du climat de la serre afin de répondre aux problématiques de gestion d'humidité et de consommation énergétique.

des **campagnes en période pré-estivale** (période proche du solstice d'été) durant laquelle l'impact de la course du soleil est prépondérant. L'objectif est de répondre aux interrogations concernant les variations temporelles des paramètres climatiques sous l'effet du rayonnement solaire. Ces campagnes pré-estivales comportent également un volet préliminaire qui permet de valider quelques hypothèses et d'acquérir quelques paramètres utiles aux simulations numériques.

Les campagnes expérimentales ont divers objectifs :

Premièrement, elles permettent, à partir de l'observation des mesures, d'améliorer la compréhension des interactions des mécanismes physiques.

Deuxièmement, elles fournissent des paramètres nécessaires aux simulations, des données d'entrée au modèle de simulation numérique et des données de validation qui seront utilisées pour la comparaison avec les résultats numériques.

Pour répondre à ces objectifs, les paramètres climatiques sont mesurés pour chaque campagne de mesures à différentes positions dans la serre afin d'avoir accès à la distribution spatiale de la température et de l'humidité de l'air et du rayonnement.

Ce chapitre présente dans un premier temps la serre d'étude, puis les outils expérimentaux utilisés pour acquérir les paramètres climatiques souhaités. Les dispositifs expérimentaux pour chacune des deux campagnes de mesures sont ensuite présentés.

II. La serre d'étude

La serre utilisée pour les campagnes de mesure est un compartiment de 100 m² (10 m x 10 m) faisant partie d'une serre de type Venlo de 3000 m² de superficie. La serre est orientée quasiment suivant l'axe nord-sud si bien que le faîtage est sensiblement perpendiculaire à la course du soleil. La serre en verre est équipée (Figure 17):

- de tablettes sur lesquelles sont cultivées les plantes,

- d'ouvrants de toiture qui assurent la ventilation,
- d'écrans d'ombrage jouant également le rôle d'écrans thermiques qui peuvent être déployés ou non,
- d'un système de chauffage composé de tuyaux dans lesquels de l'eau chaude circule. Il y a deux circuits : un dans le sol qui est le premier utilisé en cas de besoin de chauffage et un aérien qui n'est utilisé que lorsque le flux de chaleur fourni par le chauffage par le sol n'est pas suffisant.
- de lampes permettant de pallier les faibles ensoleillements en hiver.

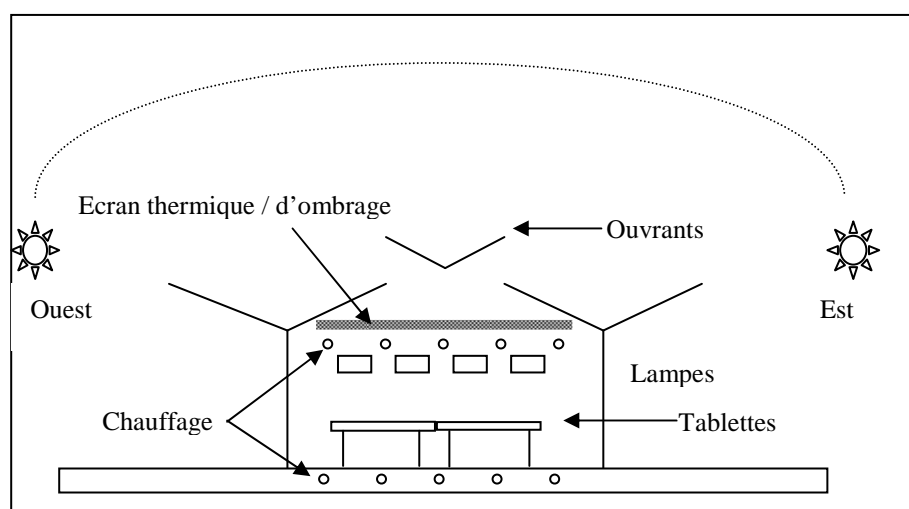


Figure 17 : Orientation et équipement de la serre expérimentale utilisée.

III. Type de culture

Quatre tablettes d'une hauteur de 80 cm sont installées au milieu du compartiment représentant une surface totale de 18 m². Les plantes utilisées, des Impatiens de Nouvelle Guinée cultivées en pots, sont régulièrement réparties sur l'ensemble des quatre tablettes afin de constituer un couvert dense. Les pots mesurent 12.5 cm de hauteur et ont un diamètre moyen de 10 cm. La hauteur moyenne des plantes est comprise entre 26.5 cm et 32.5 cm selon leur stade de développement durant les campagnes de mesure. Durant les campagnes de mesure les fleurs sont régulièrement enlevées afin de se rapprocher des conditions de culture en serre de production (les plantes, une fois en fleur, sont orientées vers la vente) et de sorte que le rayonnement intercepté par les plantes le soit par les feuilles (lieu de "production" de la "transpiration") et non par les fleurs.

Pour chaque campagne de mesure, l'indice foliaire est mesuré une fois par semaine par une méthode destructive : deux plantes représentatives sont prélevées, leurs feuilles sont enlevées

et leur surface totale est estimée à l'aide d'un système optique. Ces plantes sont ensuite remplacées par d'autres pour maintenir un nombre de plantes constant sur les tablettes.

Les plantes sont irriguées avec une solution fertilisante par subirrigation pendant 15 min, 2 à 3 fois par jour selon les campagnes de mesure.

IV. Descriptions des appareils de mesure

Comme évoqué précédemment, les campagnes de mesure ont pour objectif d'explorer l'évolution temporelle de la distribution des paramètres climatiques. Avant de décrire les campagnes de mesures menées, les capteurs utilisés pour mesurer la température de l'air, les températures de paroi, les températures de feuille, l'humidité de l'air et les types de rayonnements (courte longueur d'onde, grande longueur d'onde, net, PAR,...) sont décrits. La méthode utilisée pour évaluer la transpiration du végétal est également détaillée.

1. Les capteurs

1.1. Mesures des températures de surfaces

Les températures des parois de la serre, des tablettes et de la surface du sol de la serre sont mesurées à l'aide de sondes platine plates à résistance PT100 (TC ONLINE, France) (Figure 18).



Figure 18 : Photo d'une PT100.

Les températures des feuilles sont mesurées à l'aide de thermocouple Cu-Cs (Cuivre-Constantan) collés sur la face inférieure des feuilles. Les températures dans le sol bétonné de la serre sont également acquises avec ce type de thermocouple.

1.2. Mesures de la température et de l'humidité de l'air

Les caractéristiques de l'air sont mesurées à l'aide de sonde de température et d'humidité Vaisala HMP45C (Figure 19). Ces sondes sont positionnées à l'intérieur d'abris ventilés de façon à ce que les mesures ne soient pas affectées par le rayonnement.



Figure 19 : Illustration d'une sonde de température et d'humidité et son abri ventilé.

1.3. Mesure du rayonnement

Plusieurs capteurs ont été utilisés pour mesurer les différentes composantes du rayonnement :

- des pyrromètres pour le rayonnement net (Figure 20a, Tableau 8),
- des cellules silicium linéaires pour le rayonnement photosynthétiquement actif (PAR) [400µm, 700µm] (Figure 20b, Tableau 8),
- un capteur appelé CNR1 (Figure 20c, Tableau 8), composé de quatre cellules, pour le rayonnement de courte et de grande longueur d'onde à la fois incident (les deux cellules du dessus) et réfléchi/émis (les deux cellules du dessous).



Figure 20 : Capteur de rayonnement global (a), photosynthétiquement actif (b) et de courte et grande longueur d'onde (c).

1.4. Mesure de la transpiration

La transpiration des plantes est mesurée à l'aide d'une balance Tableau 8 placée en dessous des tablettes.

4 à 5 plantes (en fonction de leur taille) sont disposées sur un plateau relié à la balance (Figure 21) par des tiges qui traversent les tablettes. La variation de poids mesurée est uniquement due à la transpiration des plantes, l'évaporation du substrat étant négligeable (cf. Chapitre 5.IV.3.1.c).

Les données récoltées pendant les périodes d'irrigation sont inappropriées et sont par conséquent retirées des fichiers de données. De façon à perturber le moins possible les expériences, les périodes d'irrigation sont fixées, dans la mesure du possible, en dehors de la période d'étude, à savoir en début et fin de nuit pour les campagnes du printemps 2010 et en

cours de journée pour les campagnes de l'hiver 2011. Néanmoins des arrosages ont du être réalisés en milieu de journées lors des campagnes du printemps 2010 afin d'éviter le stress hydrique des plantes.



Figure 21 : Balances constituant le système de mesure de la transpiration des plantes.

1.5. Mesure du flux de chaleur dans le sol

Le flux de chaleur dans le sol bétonné de la serre est mesuré par des fluxmètres. Le flux de chaleur dans le sol peut également être évalué à partir de la connaissance de la température à différentes profondeurs dans le sol et de la valeur de la conductivité thermique du sol. Compte-tenu de l'absence de connaissance de la conductivité thermique du sol, ces deux méthodes d'évaluation du flux de chaleur dans le sol constitueront un moyen de l'évaluer (cf. Chapitre 7 II.2.3).

1.6. Mesure de la vitesse de l'air

La vitesse de l'air est délicate à mesurer du fait des faibles vitesses mises en jeu dans les serres. L'utilisation de différents capteurs permet de recouper l'information mesurée afin d'augmenter la précision. La norme de la vitesse est mesurée avec des boules chaudes (anémomètre, Figure 22a, Tableau 8). Les composantes du vecteur vitesse et sa direction sont mesurées par des anémomètres soniques 2D (Figure 22b, Tableau 8) ou 3D (Figure 22d, Tableau 8); la norme de la vitesse peut ensuite être déduite.

La vitesse du vent extérieur à la serre est mesurée à l'aide d'un anémomètre à coupelle (Figure 22c, Tableau 8).

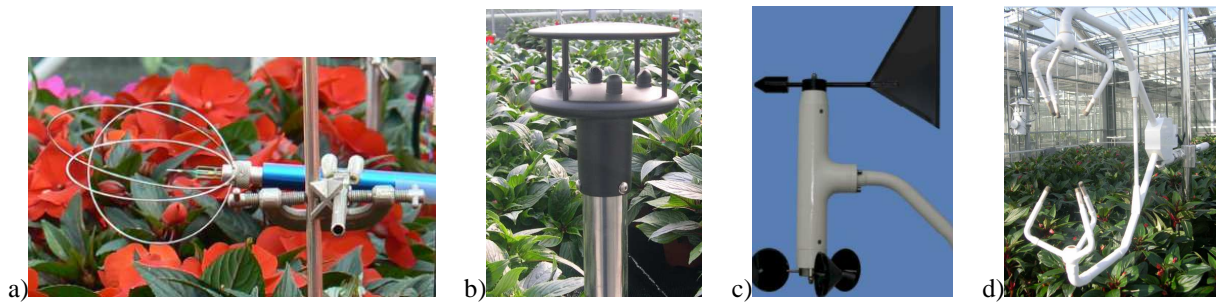


Figure 22 : Capteurs de vitesse de l'air boule chaude (a), anémomètre sonique 2D (b), anémomètre à coupelle (c), anémomètre sonique 3D (d).

2. Centrales d'acquisition

L'ensemble des capteurs utilisés lors des campagnes de mesure est relié à deux centrales d'acquisition Campbell (CR7 et CR5000). Les capteurs sont interrogés par les centrales toutes les 3 secondes. Puis les valeurs sont moyennées sur 10 minutes avant d'être stockées. Seules les balances qui permettent de quantifier l'évapotranspiration n'utilisent pas ces centrales. Chacune d'elles est reliée à un ordinateur qui les interroge toutes les 10 minutes afin de récupérer la valeur qu'elles affichent.

3. Incertitude de mesures des capteurs

L'interprétation des résultats numériques et des écarts entre valeurs expérimentales et numériques requiert en premier lieu la connaissance de la précision de mesure des capteurs. Quand la mesure d'un capteur sert aux données d'entrée, une incertitude forte peut inciter à réaliser un test de sensibilité. Sur les données de validation, la connaissance de l'incertitude de la mesure peut justifier en partie l'écart entre mesure et simulation et fixe, dans tous les cas, la valeur minimale de l'écart en dessous duquel les écarts ne seront pas significatifs. La plage de mesure ainsi que la précision de l'ensemble des capteurs utilisés est précisée dans le tableau 8 :

<i>Capteur</i>	<i>Plage de mesure</i>	<i>Incertitude</i>	<i>Nom et Constructeur/Distributeur</i>
Thermocouple		0.1 °C	Cu-Cs
PT100		0.1°C	TC ONLINE
Humidité de l'air	0.8% à 100%	2% d'humidité relative	Vaisala HMP45C, Cambell Scientific Ltd
Température de l'air	-39.2°C à 60°C	0.2°C	Vaisala HMP45C, Cambell Scientific Ltd
Capteur solaire CNR1		20W.m ⁻²	Kipp & Zonen, Cambell Scientific Ltd
Cellule silicium PAR		5% de la valeur mesurée	PAR/LE, Solems
Pyrradiomètre		+/-30W/m ²	NR-lite 2, Kipp and Zonen
Anémomètre 2D	0 à 60m.s ⁻¹	0.08 m.s ⁻¹	Cambell Scientific Ltd
Anémomètre 3D	0 à 30m.s ⁻¹	0.08 m.s ⁻¹	CSAT3, Cambell Scientific Ltd
Boule chaude	0.01 à 1m.s ⁻¹	0.03 m.s ⁻¹	Cambell Scientific Ltd
Balances	0 à 32kg 0 à 16kg	1g 0.1g	Melter-Toledo

Tableau 8 : Précision des appareils de mesures et plage d'utilisation.
V. Protocoles expérimentaux :
1. Situation hivernale

La campagne de mesure en condition nocturne pendant la période hivernale a été menée de février à mars 2011. L'objectif de cette campagne de mesure est de caractériser le climat sous serre en présence de chauffage afin d'améliorer la compréhension des phénomènes physiques

mis en jeu. La campagne de mesure permet aussi de fournir des données d'entrée et de validation pour les simulations numériques envisagées.

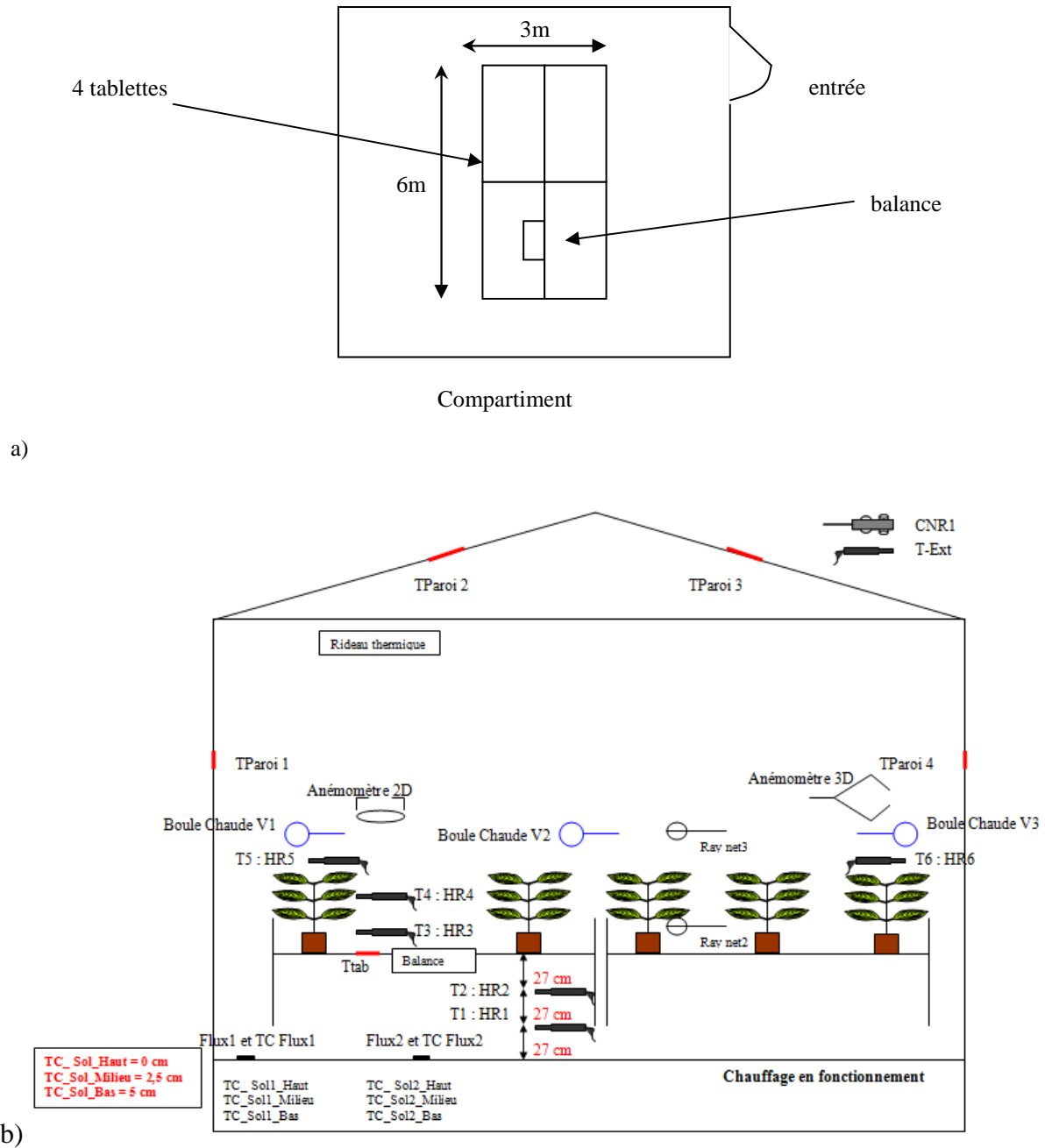


Figure 23 : Schéma du dispositif expérimental des campagnes de mesures hivernales : vue de dessus (a) et vue de côté (b).

Durant la nuit, les ouvrants sont maintenus fermés. Le chauffage au sol est en fonctionnement de manière à maintenir dans la serre une température de consigne égale à 16°C. Si jamais le

flux de chauffage au sol n'est pas suffisant pour atteindre cet objectif, le chauffage par tube aérien est utilisé. Les plantes sont irriguées tous les matins à 11h. La disposition de l'ensemble des capteurs utilisés est présentée sur la Figure 23 :

Durant la nuit, seuls les gradients verticaux de température (T) et d'humidité relative (HR) sont mesurés (gradients horizontaux faibles). Trois capteurs sont utilisés :

- un capteur en dessous des tablettes (HR1 et T1, HR2 et T2)
- un capteur au milieu de la végétation (HR3 et T3, HR4 et T4)
- un capteur au dessus du couvert végétal (HR5 et T5, HR6 et T6)

Le rayonnement net est mesuré à la fois au dessus et en dessous du végétal. La différence entre les deux mesures permet d'accéder au rayonnement absorbé par le végétal.

La transpiration et la température des feuilles à 3 hauteurs dans le couvert à 5 positions différentes sont mesurées pour quantifier l'activité du végétal.

La mesure du flux de chaleur au niveau du sol permet de connaître l'intensité du chauffage qui est variable comme précisé précédemment. Les thermocouples placés en profondeur dans le sol (0 cm, 2.5 cm et 5 cm) permettront d'estimer la valeur de la conductivité thermique du sol. Enfin une attention particulière est donnée à la mesure des températures des parois de toiture qui sont fortement affectées par les pertes radiatives.

2. Situation estivale

Les campagnes de mesures en période estivale, réalisées de mai à juin 2010, se sont déroulées en deux étapes :

une campagne préliminaire qui avait pour but, d'une part, de caractériser la décroissance du rayonnement dans le végétal afin d'évaluer le coefficient d'extinction du rayonnement et de l'intégrer dans le sous modèle de culture du logiciel de simulation ; d'autre part, de quantifier la part de l'évaporation du substrat dans le processus d'évapotranspiration

une seconde campagne dont le but était de fournir des données d'entrée et de validation aux simulations numériques.

2.1. Campagne préliminaire

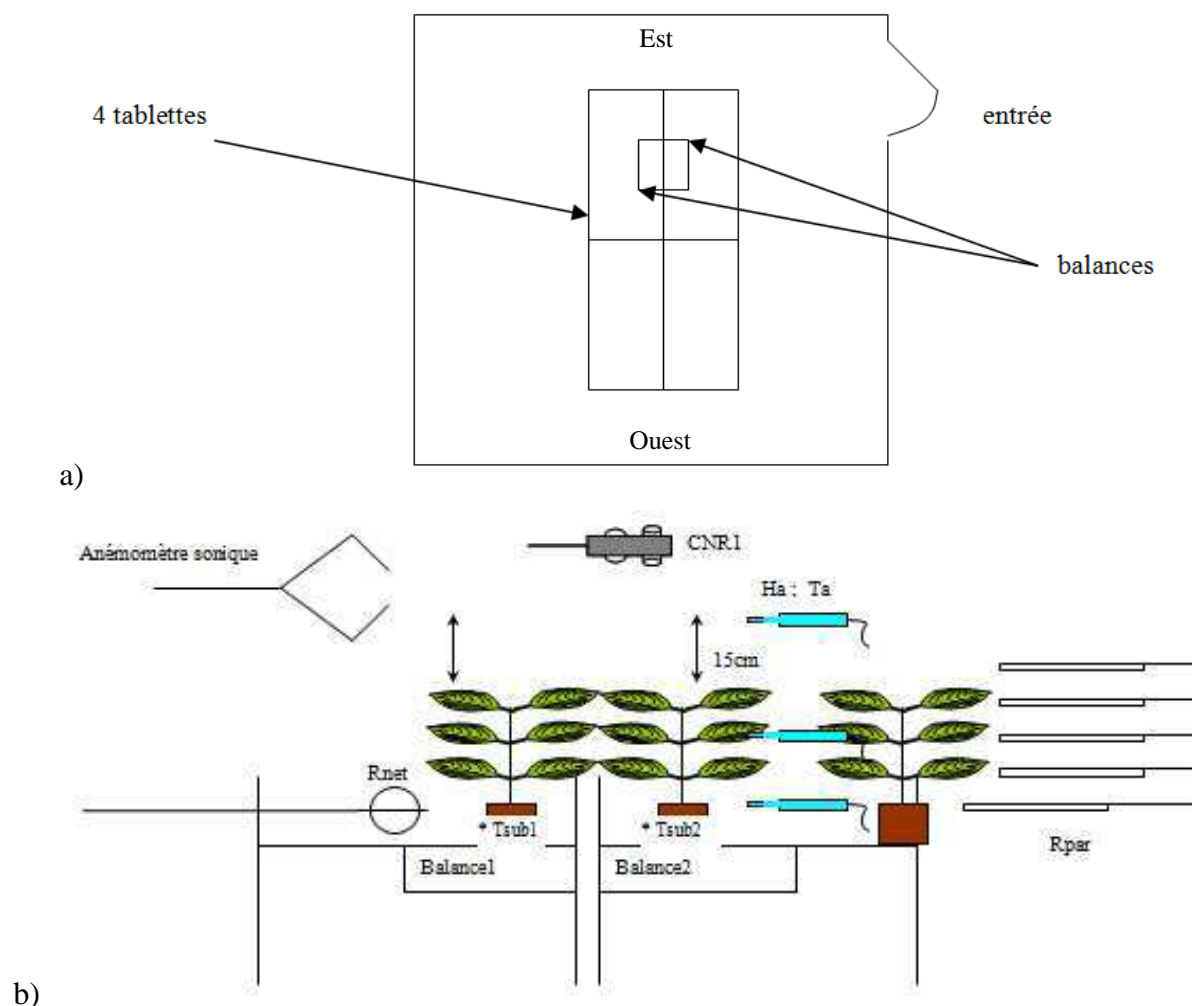


Figure 24 : Disposition des tablettes dans le compartiment d'étude (campagne préliminaire) vue de dessus (a) et de côté (b).

Pour la campagne préliminaire, 210 plantes sont disposées sur les 18 m² de tablette. Leur hauteur moyenne est de 26.5 cm et l'indice foliaire de la culture est 3.5 m².m⁻². Deux balances, placées à proximité l'une de l'autre, sont utilisées (Figure 24). Dans une première phase de cette campagne, 5 plantes sont positionnées sur chacune des deux balances qui mesurent la variation du poids des plantes pour donner accès à l'évapotranspiration. Cette première étape nous a permis de vérifier que les deux lots de plantes étaient similaires, c'est-à-dire qu'ils possédaient la même évapotranspiration.

Dans une seconde phase, les pots de l'une des deux balances ont été recouverts de film plastique afin de limiter au maximum l'évaporation du substrat et ainsi mesurer uniquement la

transpiration. La balance 1 (Figure 24), sur laquelle les pots sont équipés de film plastique, mesure donc uniquement la transpiration des plantes. La balance 2, sur laquelle les pots ne sont pas équipés de film plastique, mesure toujours l'évapotranspiration des plantes (évaporation + transpiration). Par différence, il est possible de quantifier la part de l'évaporation dans l'évapotranspiration.

Parallèlement, des capteurs de rayonnement PAR ont été installés au dessus du végétal (15 cm) et dans le couvert végétal (tous les 5.5 cm) (Figure 25) afin d'estimer la valeur du coefficient de décroissance du rayonnement de courte longueur d'onde dans le couvert (cf. Chapitre 3.VI.2.3). Un CNR1, placé au dessus du couvert végétal et à proximité des balances, mesure séparément le rayonnement de courte et de grande longueur d'onde à la fois incident et réfléchi. Cette mesure a permis de vérifier que le rayonnement PAR au dessus du végétal représente 44% du rayonnement de courte longueur d'onde incident ce qui est conforme aux données de la littérature (Britton et Dodd, 1976).

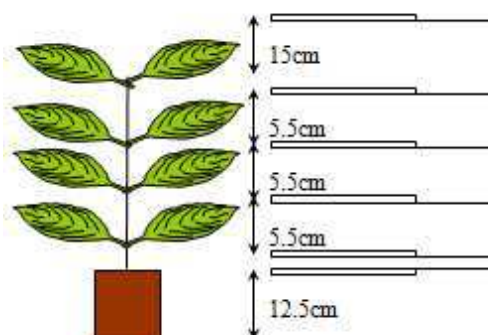


Figure 25 : Répartition des capteurs de rayonnement PAR dans le couvert végétal.

2.2. Campagne "complète" :

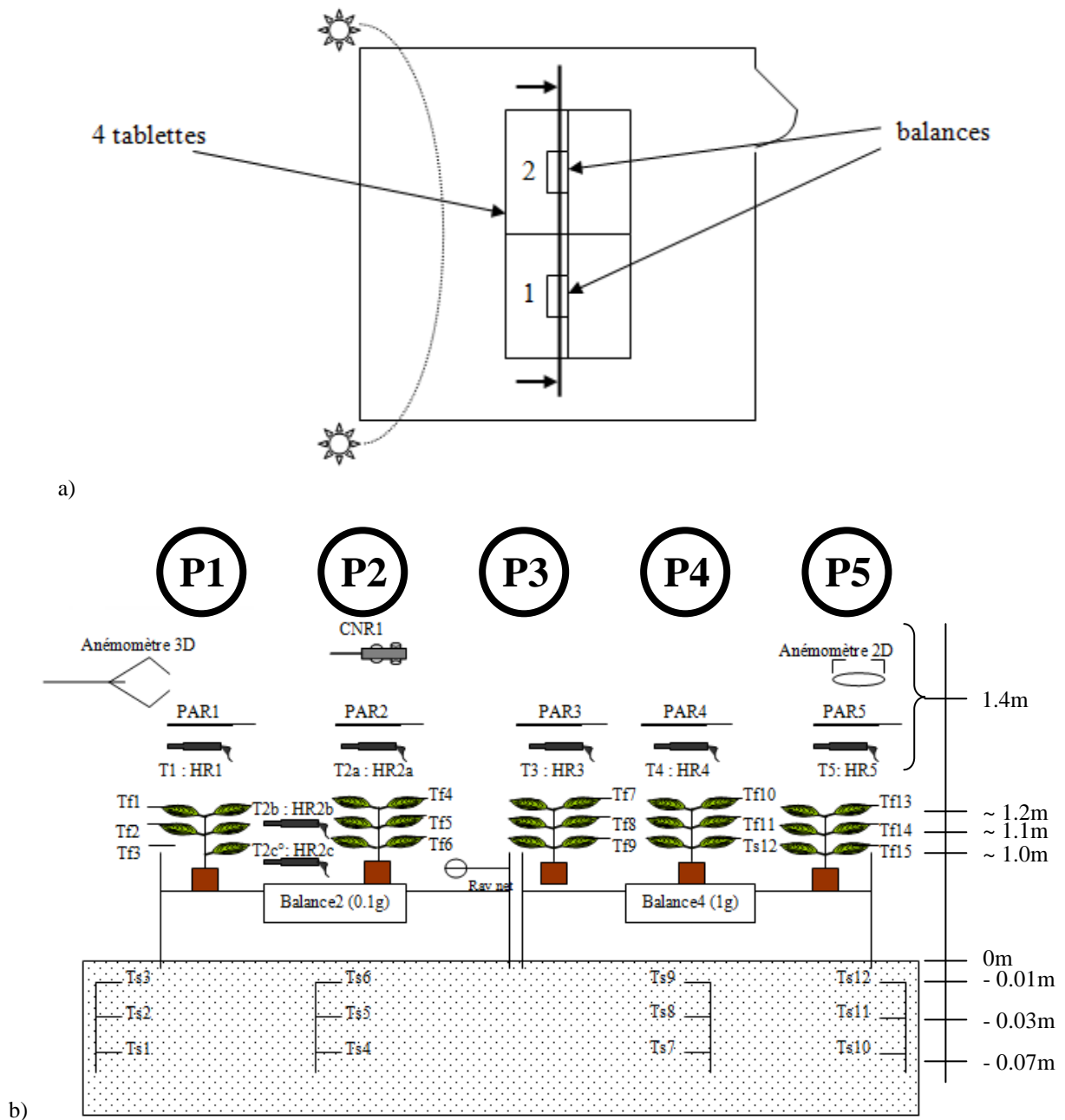


Figure 26 : Disposition des tablettes dans le compartiment d'étude (campagne "complète") vue de dessus (a) et de côté (b).

Pour cette deuxième partie des campagnes de mesure, les plantes ayant grossi, elles ont été espacées. Il y a ainsi 48 plantes sur chaque tablette et 4 sur chacune des balances. Leur hauteur moyenne est de 32.5 cm et l'indice foliaire du couvert végétal est de $4.2 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-2}$. Les ouvrants de toiture sont maintenus complètement ouverts.

Les balances sont placées dans l'axe de la course du soleil (Figure 26a). Les températures de feuille (Tf1 à Tf15) sont également mesurées pour rendre compte de l'activité du végétal à trois hauteurs (feuille du bas, du milieu et du haut de la plante). Une ligne de capteur mesurant le rayonnement (PAR1 à PAR5), l'humidité (HR1 à HR5) et la température (T1 à T5) de l'air est également installée sur l'axe de la course du soleil (Figure 26b). La distribution verticale de la température et de l'humidité est explorée à l'aide des capteurs T2b, T2c, HR2b et HR2c. Enfin, les températures dans le sol (Ts1 à Ts12) sont mesurées afin d'estimer les flux de chaleur mis en jeu dans le phénomène de stockage-restitution d'énergie dans le sol. Ces mesures permettent également de déterminer la valeur de la conductivité du sol et de valider la capacité du logiciel de simulation à simuler les transferts thermiques dans le sol. Elles permettent également de déterminer la condition initiale du champ de température dans le sol pour les simulations numériques.

Le CNR1 est placé au dessus du couvert végétal (15 cm) et à proximité de la balance 2. Le rayonnement net est mesuré sous le végétal afin de permettre de disposer de plus amples informations concernant le rayonnement de grande longueur d'onde. En effet, le rayonnement de courte longueur d'onde peut être déduit des mesures réalisées avec les cellules silicium (rayonnement PAR) ; par différence, on a donc accès au rayonnement net de grande longueur d'onde.

Chapitre 5. Analyse de l'évolution spatio-temporelle du climat sous serre

I. Objectifs

Les objectifs de cette partie sont de présenter l'exploration des données expérimentales issues des deux campagnes de mesures. La distribution des paramètres climatiques et leur évolution est présentée dans un premier temps de nuit, en hiver, puis, dans un second temps, la même analyse réalisée pour la situation de jour en période estivale est exposée. Enfin, les résultats expérimentaux permettant de fournir les paramètres nécessaires aux simulations numériques et de valider ou infirmer les hypothèses émises.

II. Cas de nuit en période hivernale

Les mesures collectées pour deux nuits contrastées sont présentées : une nuit avec un ciel dégagé (3 mars 2011) et une nuit avec un ciel nuageux (24 février 2011).

1. Evolution des conditions climatiques extérieures

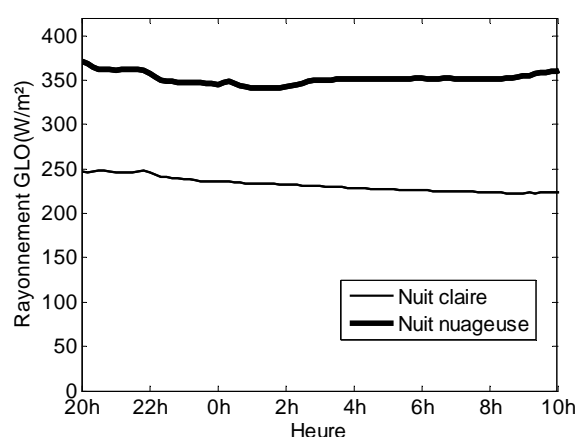


Figure 27 : Evolution du rayonnement de grande longueur d'onde incident à l'extérieur de la serre pour une nuit nuageuse et une nuit claire.

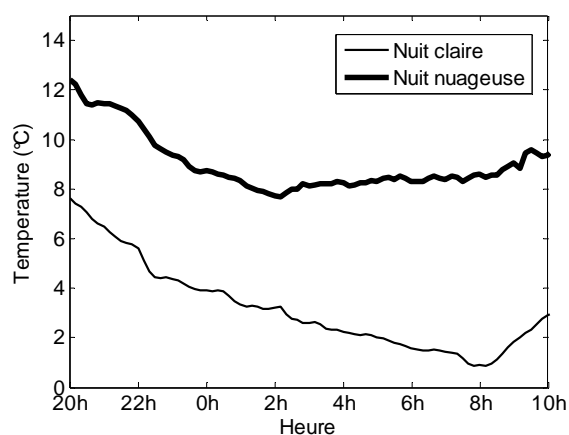


Figure 28 : Evolution de la température à l'extérieur de la serre pour une nuit nuageuse et une nuit claire.

Les nuits avec un ciel clair sont caractérisées par un rayonnement reçu de grande longueur d'onde plus faible ($>250\text{W.m}^{-2}$) que pour les nuits nuageuses ($>350\text{W.m}^{-2}$) (Figure 27). Les valeurs du rayonnement de grande longueur d'onde sont constantes durant la nuit, ce qui illustre des conditions de nébulosité qui se maintiennent au cours de la nuit.

Ce rayonnement de grande longueur d'onde reçu, plus faible pendant les nuits claires, implique des échanges radiatifs plus importants et donc une température de l'air extérieur plus froide pendant les nuits claires. On observe que la température diminue durant toute la nuit lors des nuits claires alors que durant les nuits nuageuses elle diminue au début de la nuit, puis se stabilise jusqu'au lever du jour (Figure 28).

Les conditions climatiques de ces deux nuits sont donc contrastées tant en terme de rayonnement qu'en terme de température extérieure. Ces conditions externes affectent l'évolution du comportement climatique de la serre.

2. Evolution du climat dans la serre

2.1. Température de l'air

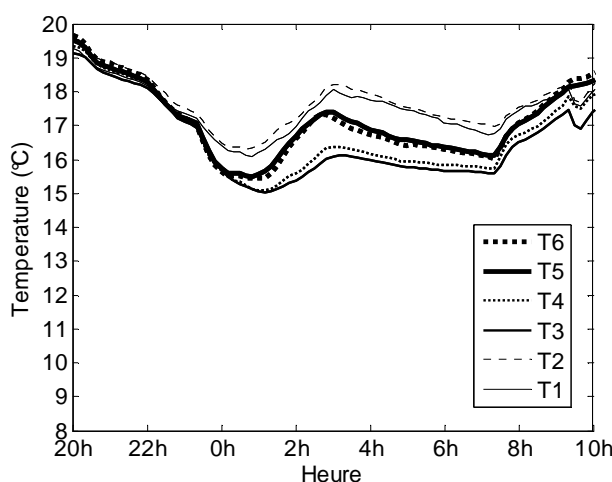


Figure 29 : Evolution de la température de l'air à différentes positions à l'intérieur de la serre (cf. figure 23 pour la position des capteurs).

La Figure 29 présente l'évolution temporelle de la température à l'intérieur de la serre pour les différentes positions décrites dans le chapitre précédent (Figure 23). Seule l'évolution des températures pour la nuit claire est présentée puisque l'évolution des distributions des températures durant les nuits nuageuses est semblable.

Pour l'ensemble des sondes, on observe que la température mesurée varie peu ce qui n'est pas surprenant puisque, comme précisé précédemment, le chauffage fonctionne afin de maintenir une température de 16°C dans le compartiment durant la nuit. Les faibles variations de température observées (vers 0h et 7h) sont liées aux variations d'intensité du chauffage.

Les informations importantes à retenir concernent donc les différences de température à l'intérieur de la serre. On remarque que le gradient de température sous les tablettes (T1 et

T2) est relativement faible (écart de température de 0.25°C en moyenne) tout comme celui à l'intérieur du végétal (T3 et T4 : 0.35°C en moyenne). Le gradient horizontal de température de l'air au dessus du végétal est quant à lui très faible (différence de 0.1°C en moyenne, T5 et T6).

En revanche, l'écart de température entre l'air sous la tablette et celui au dessus du végétal est plus sensible ; il atteint 1°C en moyenne et dépasse même ponctuellement 1.3°C . L'écart entre la température au dessus du végétal et celle dans le végétal est également sensible (0.7°C). Le gradient de température le plus important se situe donc au niveau de la tablette : l'écart moyen entre la température de l'air sous tablette et celle dans le végétal est de 1.7°C . On pourra donc considérer que :

- la température sous les tablettes ne présente pas d'importants gradients verticaux,
- la température de l'air dans le végétal est homogène,
- la température au dessus du végétal l'est également.

La situation suivante est donc observée : l'air sous les tablettes est plus chaud que celui au dessus des tablettes ce qui doit amener à une situation où, du fait des forces de flottabilité, un brassage de l'air s'instaure. On peut donc s'attendre à ce que s'établisse un écoulement de l'air sous forme d'une cellule rotative. Cependant, l'écart entre les mesures de température T5 et T6 n'étant pas significatif, il ne permet pas de présager du sens de rotation de l'écoulement d'air. A priori le sens de rotation sera déterminé par le lieu où les gradients de température sont les plus forts. Il est donc intéressant d'observer pour cela les différences de température entre les parois.

2.2. Température de parois

L'évolution de la température des parois latérales ainsi que celles de la toiture sont présentées sur la Figure 30 pour une nuit claire et sur la Figure 31 pour une nuit nuageuse.

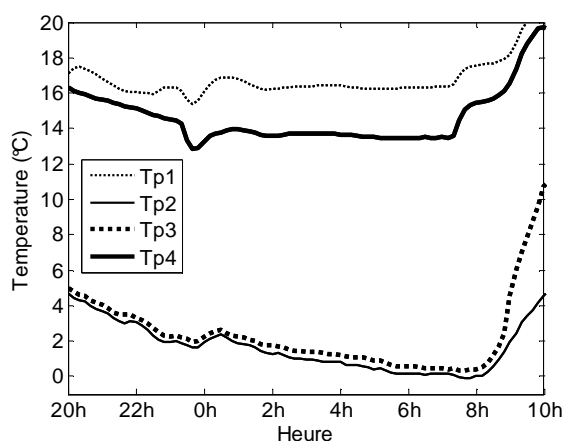


Figure 30 : Evolution de la température des parois pour la nuit claire.

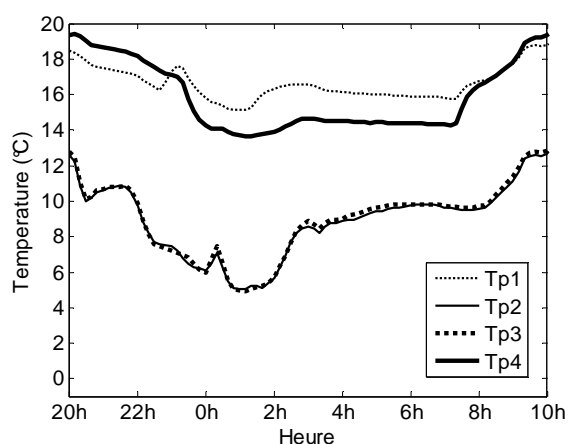


Figure 31 : Evolution de la température des parois pour la nuit nuageuse.

Pour les deux types de nuits, la température Tp1 de la paroi Ouest de la serre est supérieure à la température Tp4 de la paroi Est et les deux températures de toiture (Tp2 et Tp3) présentent une évolution semblable. Le gradient le plus important se situe donc entre la paroi latérale Ouest (Tp1) et la toiture (Tp2). Ainsi, les forces de flottabilité sont plus importantes de ce côté de la serre, entraînant un mouvement de l'air du bas vers le haut plus important. Le sens de rotation de l'écoulement d'air est donc supposé être dans le sens horaire.

2.3. Flux de chaleur associé au chauffage

L'intensité du chauffage au sol est réglée afin de maintenir une température de 16°C dans la serre durant la nuit. Si l'écart entre la température mesurée et la température de consigne est trop important alors on a recours au système de chauffage aérien.

Les Figures 32 et 33 présentent respectivement les flux de chauffage au sol (mesure des fluxmètres) et aérien pour une nuit claire et pour une nuit nuageuse.

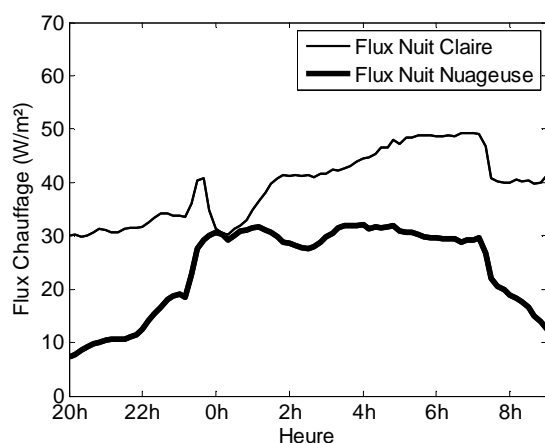


Figure 32 : Evolution temporelle du flux de chauffage au sol.

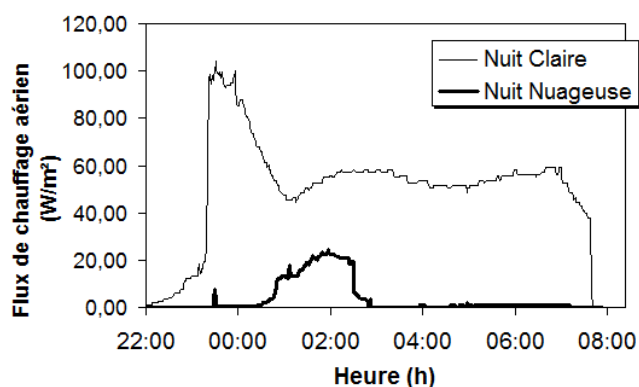


Figure 33 : Evolution temporelle du flux de chauffage aérien.

Le flux de chauffage aérien a été évalué en estimant le coefficient d'échange moyen entre l'air et les parois du tube de chauffage à partir de la connaissance de la température moyenne de l'eau chaude qui y circule. En mesurant la longueur de l'ensemble des tuyaux de chauffage, on estime la puissance cédée à l'air. La valeur obtenue est ramenée à la surface du compartiment de serre afin de pouvoir comparer cet apport à celui du chauffage au sol. Le flux de chauffage au sol est plus important pour les nuits claires que pour les nuits nuageuses, ce qui était prévisible compte tenu des pertes radiatives plus importantes. Néanmoins la différence de chauffage entre les deux nuits est plus marquée en début et en fin de nuit. A minuit, les flux sont identiques. Ensuite, les pertes continuent de croître pour la nuit claire (la température extérieure continue à diminuer) alors qu'elles restent constantes pour la nuit nuageuse (la température extérieure est stable).

La différence majeure en termes de consommation d'énergie de chauffage entre la nuit claire et la nuit nuageuse est observée sur l'évolution du flux de chaleur apporté par le chauffage aérien. Alors qu'on n'y a recours que faiblement et seulement durant 2 heures pendant la nuit nuageuse, il est utilisé durant toute la nuit claire et représente même une part prépondérante de l'apport de chaleur dans la serre.

2.4. Humidité de l'air

Le taux d'humidité dans la serre ne présente pas de grandes variations au cours de la nuit que ce soit pour la nuit claire ou la nuit nuageuse (Figures 34 et 35). De la même manière que pour la température, les informations les plus importantes à analyser concernent les gradients

d'humidité. L'humidité sous les tablettes (HR1 et HR2, Figure 23) ne présente pas de fort gradient et est quasiment égale à l'humidité mesurée par la sonde HR6. En revanche, un écart sensible est mesuré entre le taux d'humidité côté ouest de la serre (HR5) et côté est (HR6). Cette observation laisse présager du sens de l'écoulement d'air. En effet, l'humidité plus importante du côté Ouest résulte d'une accumulation de la vapeur d'eau dans l'air au contact du végétal. Un écoulement d'air tournant dans le sens horaire pourrait donc être supposé. Ceci correspond bien à l'hypothèse réalisée à partir de l'analyse des températures mesurées.

Enfin, les différences les plus importantes (20 points d'humidité relative environ) se situent entre l'air au dessus du végétal (HR6) et l'air dans le végétal (HR3). Contrairement à la température, un gradient sensible d'humidité (7 points d'humidité relative environ) est observé dans le végétal (HR3 et HR4).

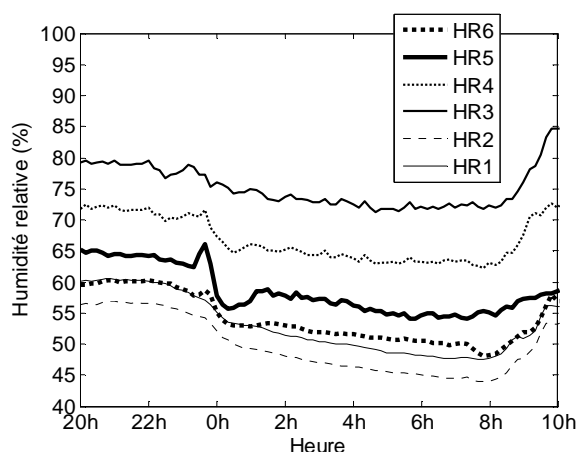


Figure 34 : Evolution temporelle de l'humidité relative pour la nuit claire.

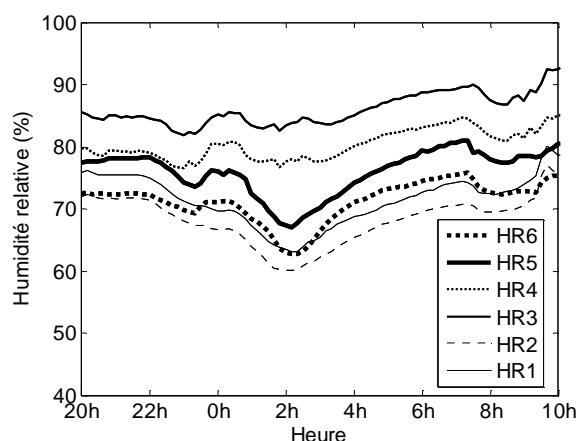


Figure 35 : Evolution temporelle de l'humidité relative pour la nuit nuageuse.

Ces observations sur l'humidité relative ne résultent pas de l'influence de la température sur le taux d'humidité relative comme le prouve l'allure semblable de l'évolution temporelle de l'humidité absolue dans la serre (Figures 36 et 37).

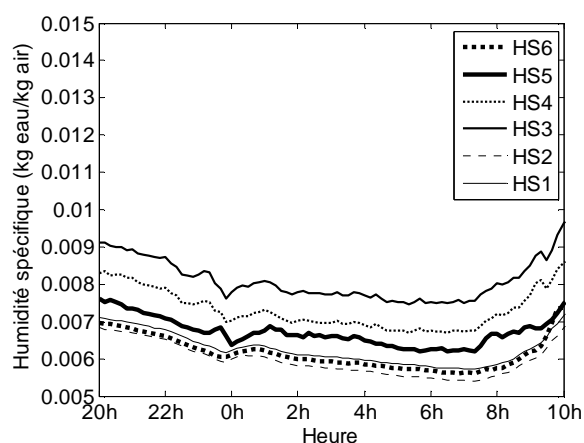


Figure 36 : Evolution temporelle de l'humidité absolue pour la nuit claire.

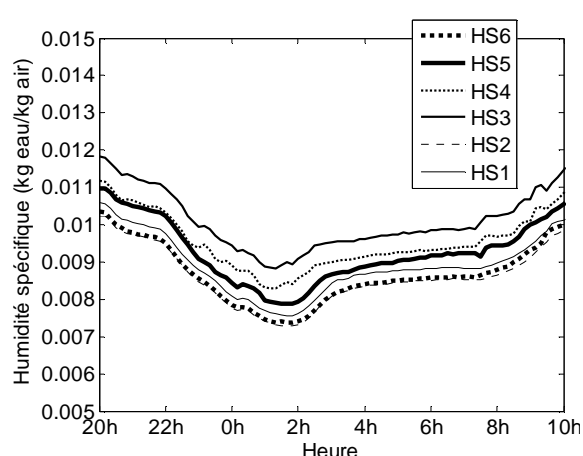


Figure 37 : Evolution temporelle de l'humidité absolue pour la nuit nuageuse.

2.5. Comportement du végétal

Le comportement du végétal se caractérise à la fois par sa transpiration et par l'évolution spatio-temporelle de sa température au regard des températures de l'air en son sein et du rayonnement absorbé. La transpiration du végétal durant la nuit est quasiment constante et correspond à un flux de chaleur latente de 20 W.m^{-2} de sol de culture.

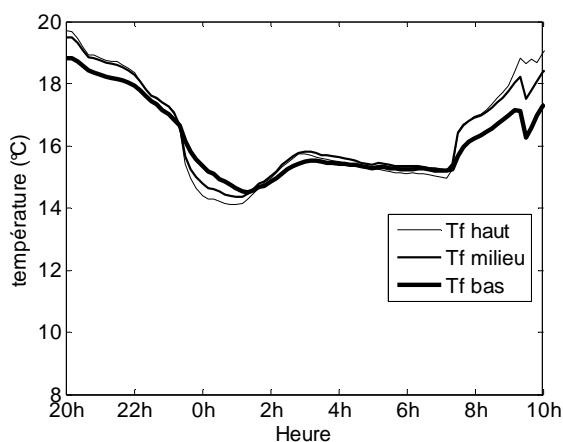


Figure 38 : Evolution temporelle de la température de feuille à 3 niveaux dans le végétal.

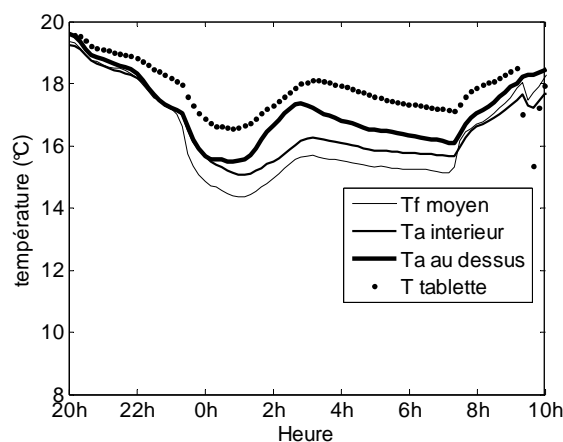


Figure 39 : Evolution temporelle de la température moyenne de feuille, de l'air dans le végétal, de l'air au dessus du végétal et de la tablette.

Les températures de feuilles mesurées à trois hauteurs différentes (Figure 38) ne présentent pas d'importants écarts. Les écarts maximums observés (0.3°C) ne sont pas significatifs.

Le végétal peut donc être considéré comme ayant, de nuit, une température homogène égale à la température moyenne des températures mesurées. En revanche, les écarts de température entre le végétal et l'air ou la tablette sont sensibles (Figure 39). Le végétal est à la fois plus froid que l'air en son sein de 0.6°C et que l'air au dessus du couvert de 1.2°C en moyenne. Un

écart encore plus sensible est observé entre la température du végétal et celle de la tablette (2.2°C en moyenne).

III. Description de l'évolution du climat distribué au cours d'une journée en période estivale

1. Evolution des conditions climatiques extérieures

Les évolutions de la distribution du rayonnement, de la température et de l'humidité de l'air au dessus du végétal ont été plus particulièrement étudiées pour 3 journées parfaitement ensoleillées (Figure 40) : 20 mai (J1), 3 juin (J2) et 23 juin (J3) 2010.

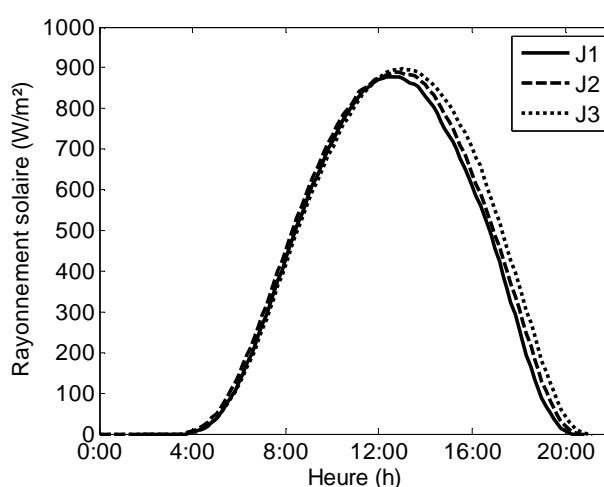


Figure 40 : Rayonnement extérieur mesuré lors de 3 journées parfaitement ensoleillées (Temps universel).

La température extérieure ainsi que la vitesse de l'air moyenne au cours de la journée ont été relevées (Tableau 9). Les ouvrants de la serre étant complètement ouverts durant les campagnes de mesures, ces paramètres climatiques pourraient avoir une influence sur la qualité de la ventilation et donc sur le climat dans la serre.

<i>Jour</i>	<i>J1</i>	<i>J2</i>	<i>J3</i>
T_{ext} (°C)	20.7	21.2	24.1
V_{ext} (m.s ⁻¹)	5.45	3.1	2.5

Tableau 9: Température et vitesse de l'air moyennes lors des 3 journées étudiées.

2. Evolution du climat dans la serre

2.1. Température de l'air

La température au dessus du couvert végétal suit une évolution semblable au cours de chacune des 3 journées avec des amplitudes un peu différentes (Figure 41). Ces écarts d'amplitude peuvent s'expliquer par des températures extérieures différentes couplées à des vitesses de vent également différentes influant sur l'efficacité de la ventilation. Ainsi, l'air dans la serre lors de la journée 2 est plus chaud car bien que la température extérieure soit semblable, la vitesse extérieure du vent est moins importante que pour la journée 1 entraînant alors un taux de renouvellement de l'air dans la serre a priori moins important. Lors de la journée 3, la température de l'air de la serre est plus élevée car le renouvellement d'air est non seulement plus faible mais l'air est plus chaud.

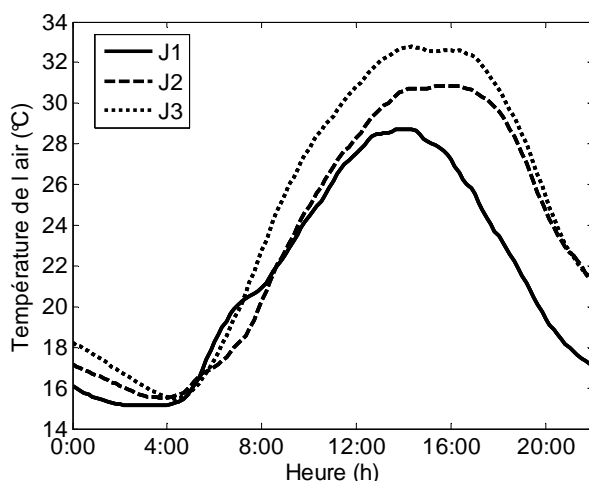


Figure 41 : Evolution temporelle de la température de l'air pour les 3 journées étudiées. (Temps universel).

La distribution verticale de la température de l'air dans le végétal est présentée sur la Figure 42 pour la journée J1. Les gradients verticaux sont quasi nuls durant la nuit (0.2°C) en comparaison de ceux observés durant la journée (jusqu'à 5°C). Ceci s'explique principalement par l'impact du rayonnement absorbé par le végétal. En effet, les feuilles supérieures du couvert végétal sont celles qui absorbent le plus de rayonnement et dont la température augmente le plus, ce qui contribue au réchauffement de l'air. En revanche dans les couches inférieures du couvert végétal, le rayonnement absorbé est moindre si bien que les feuilles sont plus froides, ce qui réduit l'augmentation de température de l'air dans le couvert (cf. III.2.4.). L'écart de température d'air dans le végétal (écart entre T5 et T6) est relativement

faible et les écarts de température s'observent principalement entre l'air au dessus du végétal et celui dans la culture (Figure 42).

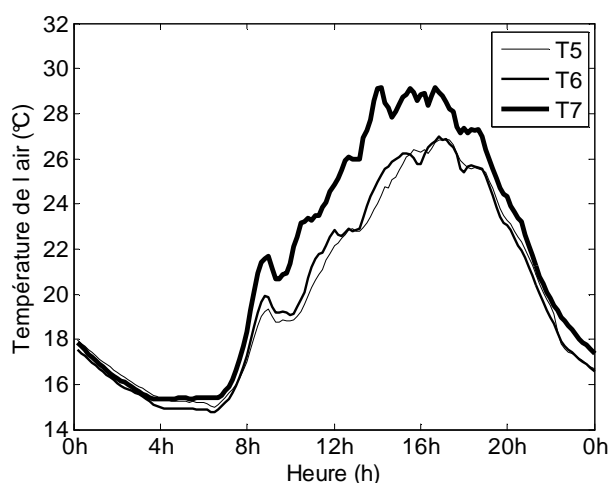


Figure 42 : Evolution spatio-temporelle de la température de l'air dans le couvert végétal (J1) (Temps universel).

2.2. Humidité de l'air

Les distributions verticales de l'humidité relative (Figure 43) peuvent faire l'objet de remarques semblables à celles faites à propos de la distribution des températures.

Les gradients apparaissent essentiellement entre l'air au dessus du végétal et l'air dans le végétal (5 points d'humidité relative la nuit et jusqu'à 25 points le jour). Puisque le végétal exerce une résistance au mouvement de l'air, la vapeur d'eau dégagée par les feuilles n'est pas aisément convectée ; le brassage n'est pas parfait entre l'air au dessus du végétal et l'air dans le végétal, ce qui explique des taux d'humidité plus élevés.

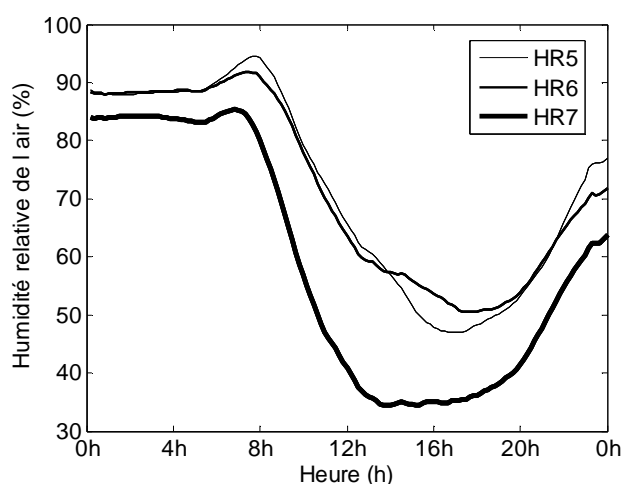


Figure 43 : Evolution spatio-temporelle de l'humidité relative de l'air dans le couvert végétal (J1) (Temps universel).

Néanmoins, ces écarts d'humidité relative étant assujettis aux valeurs de température, il est plus pertinent de comparer les humidités absolues (Figure 44). La distribution verticale de l'humidité absolue confirme les observations faites pour l'humidité relative.

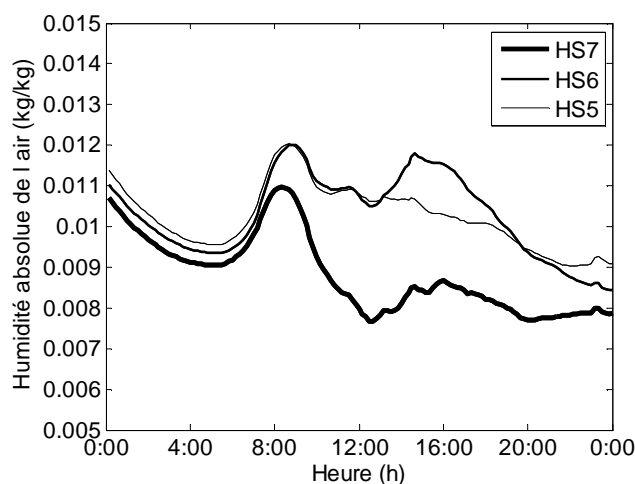


Figure 44 : Evolution temporelle de la distribution de l'humidité absolue de l'air. (Temps universel).

En ce qui concerne l'évolution temporelle de l'humidité absolue au dessus du végétal (Figure 45), elle est semblable pour deux des trois journées observées mais présente des différences pour la journée J1. Cette observation s'explique par une ventilation plus efficace du fait, ici encore, d'une vitesse du vent à l'extérieur de la serre plus importante et d'une humidité de l'air extérieur plus faible (Tableau 10). Mais, contrairement à la température qui est principalement influencée par le rayonnement solaire, l'humidité est très sensible à la variation de l'intensité de la ventilation.

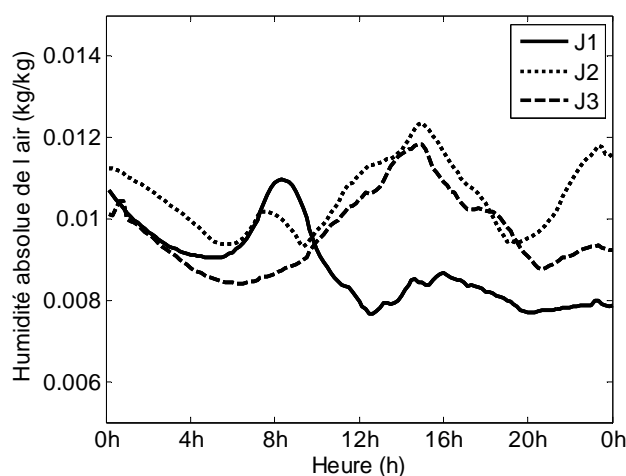


Figure 45 : Evolution temporelle de l'humidité absolue de l'air pour les 3 journées étudiées. (Temps universel).

Jour	J1	J2	J3
$V_{ext} (m.s^{-1})$	5.45	3.1	2.5
$HA_{ext} (kg.kg^{-1})$	7.21	9.03	9.22

Tableau 10 : Vitesse de l'air extérieur et humidité absolue.

Bien que l'évolution de l'humidité ne soit pas identique pour les 3 journées, une même distribution spatiale de l'humidité absolue s'établit au cours de la journée (Figure 46) ; cette distribution particulière est constatée pour les 3 journées observées ce qui amène à conclure que l'intensité de la ventilation n'a pas d'influence prépondérante sur l'hétérogénéité spatiale de l'humidité absolue.

La Figure 46 présente, à différents instants, la distribution spatiale de la différence entre l'humidité absolue en un point donné et celle au point central, ce dernier étant pris comme référence. La nuit, cette distribution est homogène puis une distribution symétrique par rapport au centre des tablettes s'établit avec une humidité absolue maximale au centre. On peut supposer que l'air au dessus du végétal est plus soumis au brassage près des limites des tablettes qu'au centre, si bien que l'humidité sur les côtés est évacuée de manière plus importante qu'au centre où l'humidité s'accumule.

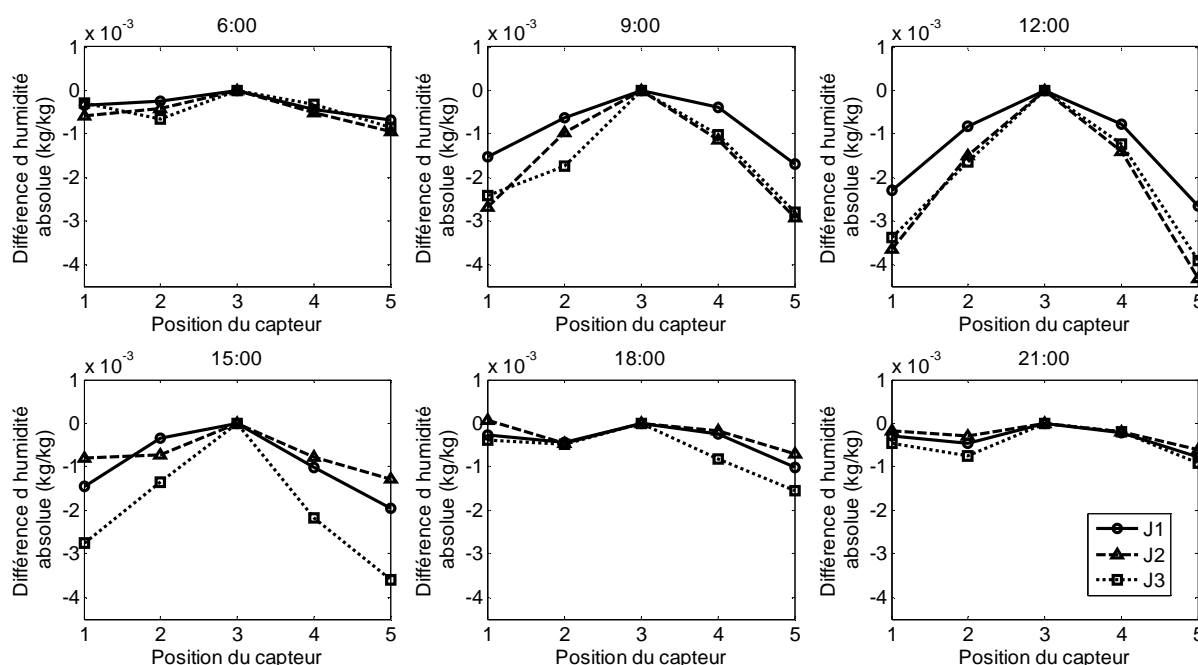


Figure 46 : Evolution de la distribution de l'humidité absolue. (Temps universel).

Ces observations ont fait l'objet d'une communication orale lors du congrès Greensys 2011 en Grèce, communication appuyée par la rédaction d'un article (Morille et al., 2012).

2.3. Rayonnement

Le rayonnement reçu par la végétation est présenté sur la Figure 47. Etant donnée la forte influence des ombres portées de la structure de la serre sur les valeurs mesurées, on a réalisé un lissage de l'influence des ombres en effectuant une moyenne glissante sur 2h des valeurs mesurées. Il est plus aisé ensuite de comparer les évolutions temporelles du rayonnement reçu par la végétation pour les cinq positions (Figure 26) des capteurs de rayonnement situés au dessus des plantes (Figure 48).

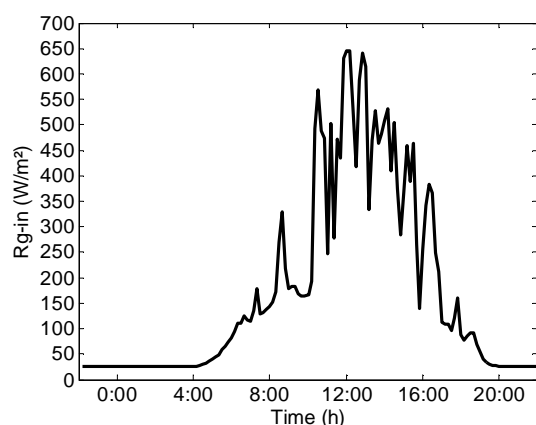


Figure 47 : Evolution temporelle instantanée du rayonnement global au dessus du végétal (point 3). (Temps universel).

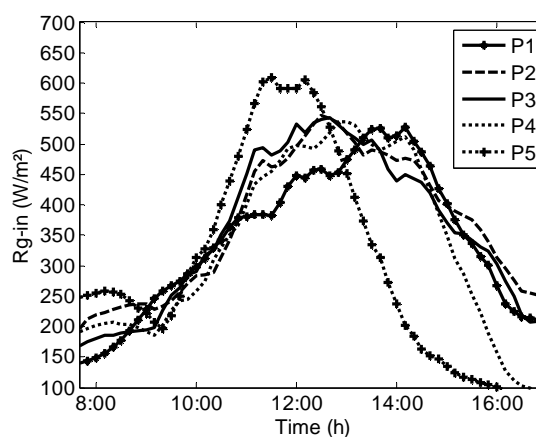


Figure 48 : Evolution spatio-temporelle du rayonnement global au dessus du végétal (moyenne glissante sur 2h). (Temps universel).

Hormis pour les positions extrêmes P1 et P5 (bords des tablettes), le rayonnement reçu par la végétation est similaire. Les valeurs plus faibles observées aux points extrêmes s'expliquent par l'influence des ombres portées des écrans d'ombrages des compartiments de serre adjacents. Des différences sont observées entre les points centraux (P2, P3 et P4) mais ces différences demeurent faibles en comparaison des variations temporelles du rayonnement.

2.4. Comportement du végétal

Lors des 3 journées retenues pour l'étude, des évolutions temporelles semblables ont été observées pour l'évapotranspiration (Figure 49). Des écarts sont cependant constatés entre les différentes journées mais ils restent malgré tout relativement faibles compte tenu du fait que :

- les conditions climatiques (température et humidité), même si elles sont semblables, ne sont pas parfaitement identiques lors des 3 journées,

- l'impact des ombres portées sur le végétal peut différer en raison de l'évolution de la course du soleil au cours des 3 jours,
- le comportement des plantes peut présenter une variabilité.

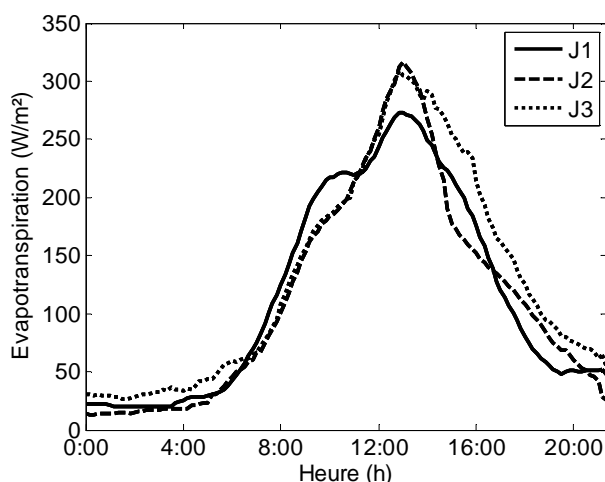


Figure 49 : Evolution temporelle de l'évapotranspiration. (Temps universel).

La température des feuilles présente de nuit de très faibles gradients alors que les écarts sont plus importants le jour (jusqu'à 6°C). Les écarts de température de jour s'établissent essentiellement entre les feuilles des couches supérieures, qui absorbent le plus de rayonnement solaire, et les feuilles des couches intermédiaires et inférieures qui sont toutes deux à des températures quasiment identiques (Figure 50).

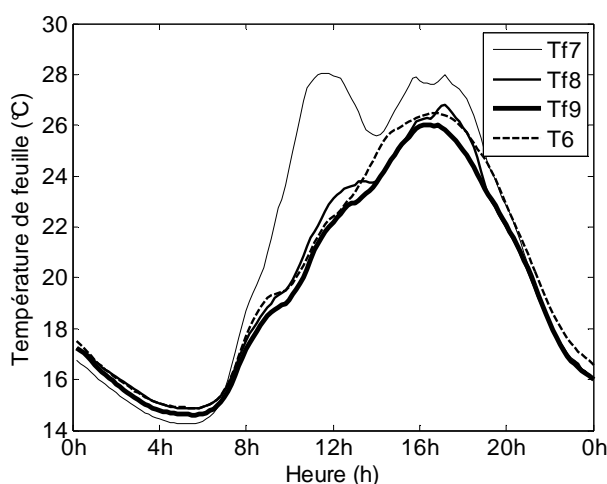


Figure 50 : Evolution temporelle de la température de feuille à 3 niveaux du végétal. (Temps universel). (cf. Figure 26)

Comme évoqué précédemment, les feuilles des couches supérieures sont plus chaudes que l'air dans le végétal (T6) alors que les feuilles des couches inférieures sont plus froides. Il en résulte donc un flux de chaleur sensible positif pour l'air (l'air gagne de la chaleur) au niveau

des feuilles de la couche supérieure et un flux de chaleur négatif pour l'air (l'air cède de la chaleur aux feuilles) au niveau des couches inférieures du végétal.

2.5. Flux de chaleur dans le sol



Figure 51 : Dénomination des thermocouples installés dans le sol.

La mesure de la température dans le sol à différentes profondeurs (1 cm, 3 cm et 7 cm) et à quatre positions différentes (Figure 51) permet d'évaluer le flux thermique :

$$\Phi = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \approx -\lambda \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (64)$$

Avec

λ la conductivité thermique du sol, prise ici égale à $3.76 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

ΔT la différence de température entre 2 points

Δx la distance qui sépare les deux points

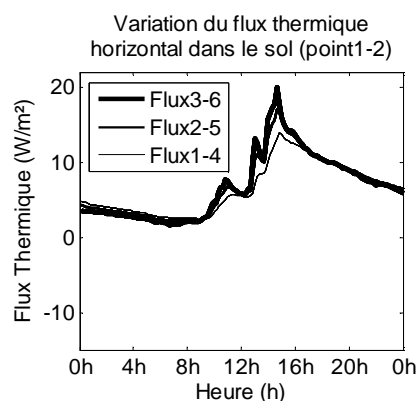


Figure 52 : Variation du flux thermique horizontal dans le sol entre les positions 1 et 2.

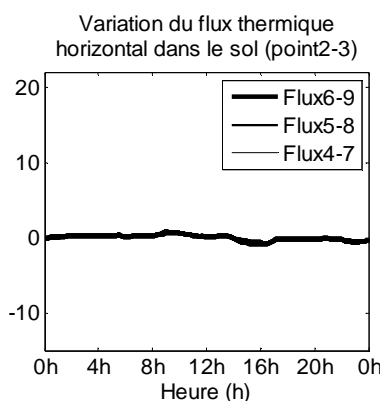


Figure 53 : Variation du flux thermique horizontal dans le sol entre les positions 2 et 3.

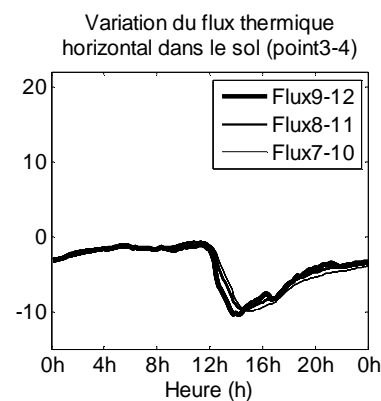


Figure 54 : Variation du flux thermique horizontal dans le sol entre les positions 3 et 4.

Le flux thermique horizontal est positif entre les positions 1 et 2 (Figure 52), nul entre les positions 2 et 3 (Figure 53) et négatif entre les positions 3 et 4 (Figure 54) ce qui signifie que la chaleur du sol se propage depuis les côtés de la serre vers son centre. Ceci était prévisible puisque les positions 2 et 3 sont sous les tablettes et ne sont donc pas exposées au

rayonnement solaire durant la journée contrairement aux positions 1 et 4 qui, de ce fait, présentent des températures plus élevées.

Néanmoins, en comparant l'intensité des flux horizontaux à celle des flux verticaux (Figure 55), on constate qu'ils sont négligeables (environ 5% du flux vertical) et que par conséquent le flux thermique dans le sol peut être considéré comme étant exclusivement vertical.

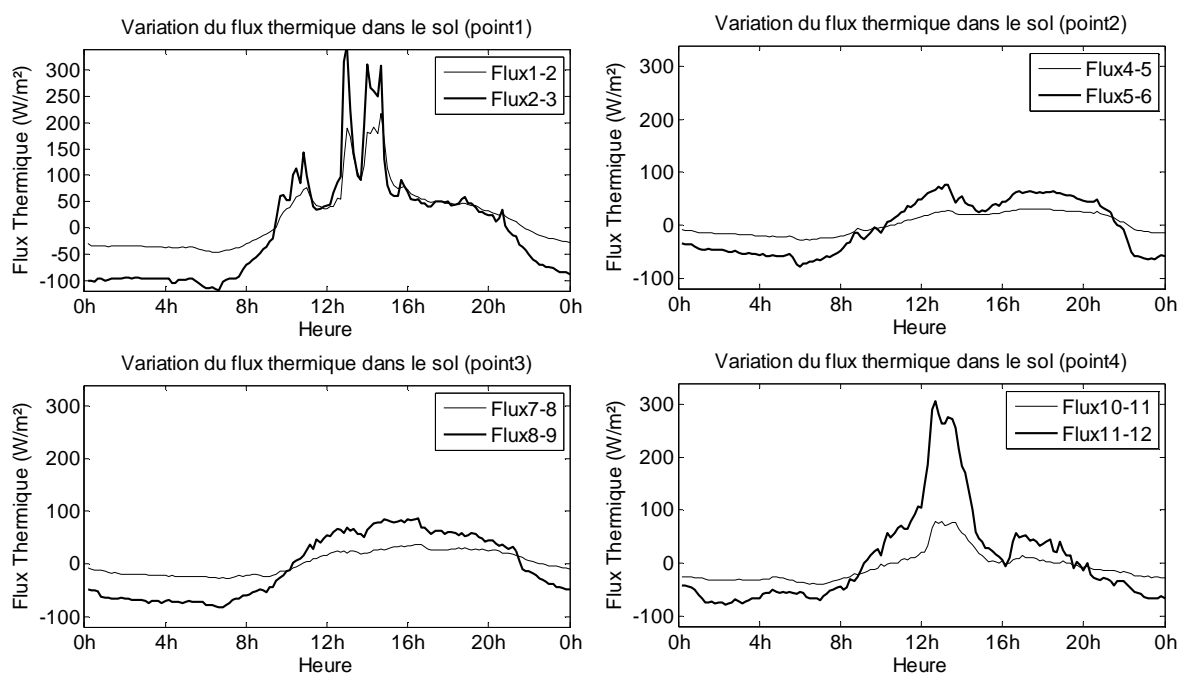


Figure 55 : Variation du flux thermique vertical dans le sol pour les 4 positions. (Temps universel).

L'étude du flux thermique vertical met en évidence les phénomènes de stockage de chaleur dans le sol durant la journée et de restitution pendant la nuit. En effet, le flux est positif entre 10h et 22h environ (le sol emmagasine donc de la chaleur) et négatif entre 22h et 10h (le sol restitue alors l'énergie précédemment emmagasinée). Le flux proche de la surface (entre 1 et 3 cm de profondeur) est systématiquement supérieur au flux mesuré entre 3 et 7 cm de profondeur confirmant donc l'atténuation du flux thermique avec la profondeur et l'existence d'une profondeur au-delà de laquelle les variations journalières des conditions climatiques extérieures n'ont aucune influence sur la température.

Les valeurs des flux présentées ici ont été obtenues en considérant une valeur de la conductivité thermique du béton de $2.39 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, valeur issue de résultats présentés dans le Chapitre 7.

IV. Résultats expérimentaux au service de la modélisation numérique

1. Décroissance du rayonnement

Pour évaluer le coefficient d'extinction du rayonnement dans la culture d'Impatiens de Nouvelle-Guinée qui a été utilisée comme support de notre expérimentation, des capteurs de rayonnement PAR équi-répartis ont été disposés dans le couvert végétal (Figure 56).

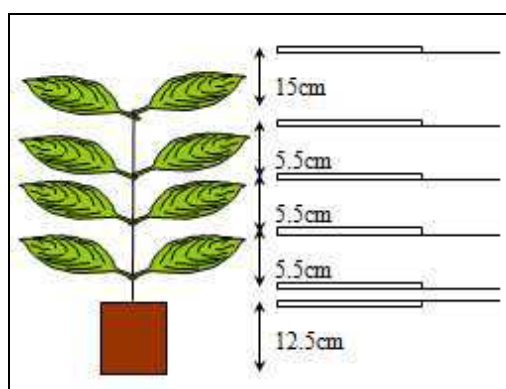


Figure 56 : Disposition des capteurs de rayonnement dans le couvert végétal pour une plante de 32.5 cm.

Pour mesurer la décroissance du rayonnement dans le couvert végétal, deux journées bien ensoleillées ont été retenues, caractérisées par un profil de rayonnement solaire en forme de cloche (22 et 24 avril 2010). Le coefficient d'extinction est estimé au midi solaire avec différentes conditions expérimentales afin de s'assurer que ce coefficient de décroissance, qui est une propriété optique du couvert végétal, ne varie pas selon les conditions expérimentales. Les résultats obtenus en utilisant un écran d'ombrage déployé (24 avril) sont en premier lieu présentés puis ils sont suivis des résultats sans écran d'ombrage (22 avril) où le rayonnement direct sera maximum.

La Figure 57 présente la décroissance du rayonnement (cf Chapitre 3.VI.2.3) mesurée dans le couvert végétal au midi solaire dans une serre équipée d'un écran d'ombrage. Le LAI cumulé représentant l'axe des abscisses correspond au terme $LAI \cdot \frac{z}{z_0}$ et sous-entend l'hypothèse

d'une distribution régulière de la densité de feuille selon la verticale. Le rayonnement est normalisé en divisant les valeurs de rayonnement mesurées par le rayonnement incident. On trace donc :

$$\frac{G(z)}{G_0} = e^{-K \cdot LAI \cdot \frac{z}{z_0}} \quad (65)$$

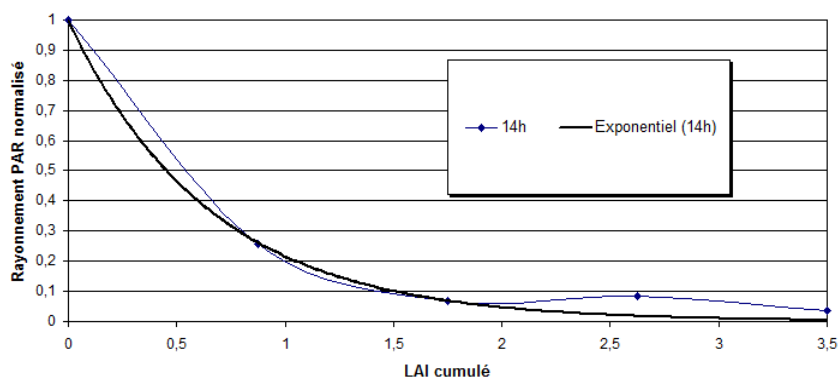


Figure 57 : Décroissance du rayonnement dans le couvert végétal avec écran d'ombrage.
Pour ce 1er cas, l'équation de la courbe de tendance est :

$$\frac{G(z)}{G_0} = e^{-1.5307 \cdot LAI \cdot \frac{z}{z_0}}$$

Selon Wang (2001), la loi de Beer sous estime la valeur du rayonnement résiduel et donc surestime toujours la fraction de rayonnement absorbée. L'erreur peut parfois atteindre 50% de la valeur réelle. Elle peut même être parfois plus importante si les rayonnements direct et indirect ne sont pas considérés séparément. Pour des feuillages denses (LAI compris entre 4,5 et 5,7), Mercado et al. (2006) ont constaté des erreurs de 100% de la valeur mesurée pour les valeurs de LAI cumulé inférieures à 2.

Ces observations concordent avec les résultats obtenus. L'écart entre la modélisation par la loi de Beer Lambert (10% en moyenne) et les mesures demeure néanmoins semblable aux valeurs rapportées par Wang et Mercado.

Dans le cas d'une serre sans écran d'ombrage, le coefficient de décroissance n'est pas identique (Figure 58) :

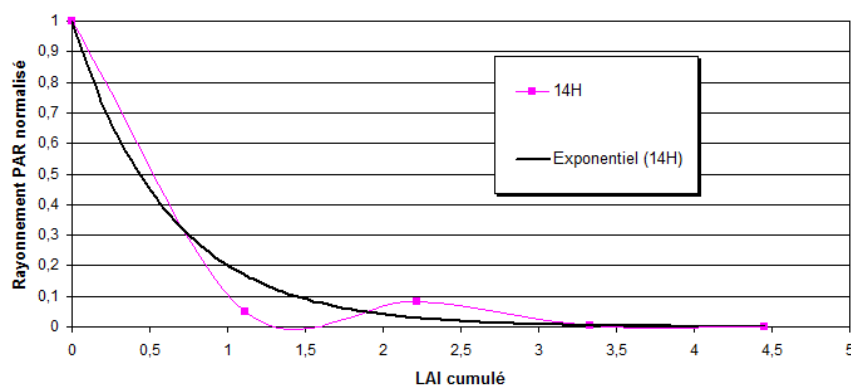


Figure 58 : Décroissance du rayonnement dans le couvert végétal sans écran d'ombrage.

$$\frac{G(z)}{G_0} = e^{-1.599 \cdot LAI \cdot \frac{z}{z_0}}$$

Le coefficient de décroissance obtenu dans le cas d'une serre avec écran d'ombrage (1,53) est assez peu différent de celui dans le cas d'une serre sans écran d'ombrage (1,60). En revanche, l'erreur commise en modélisant l'extinction du rayonnement par la loi de Beer Lambert est plus importante (15%) ; elle reste néanmoins inférieure à ce qu'ont pu observer Wang et Mercado.

On notera que la décroissance du rayonnement a été mesurée avec des capteurs de type PAR (longueur d'onde comprise entre 400 et 700 μm). Or, les valeurs du coefficient d'extinction qui nous intéressent concernent la plage couverte par le rayonnement solaire (de 350 à 2500 μm). En analysant le spectre solaire, Monteith (1993) a montré qu'il fallait diviser le coefficient d'extinction kPAR par 1.34 pour obtenir le coefficient K. Nos valeurs obtenues corrigées pour le coefficient d'extinction sont donc respectivement 1,15 et 1,17 avec et sans écran. On obtient donc des valeurs semblables qui mènent à la conclusion de l'indépendance de la valeur du coefficient d'extinction par rapport à l'utilisation d'un écran.

Ces valeurs semblent supérieures à celles que l'on peut trouver dans la littérature (cf. Chapitre 3.VI.2.3). Ceci peut s'expliquer par la non validité d'une hypothèse, à savoir l'uniformité de l'indice foliaire LAI sur toute la hauteur du couvert végétal. Il s'avère qu'en effet la moitié supérieure du végétal représente 70% de la surface des feuilles (et donc la moitié inférieure 30%).

2. Variation temporelle du coefficient d'extinction

L'aspect directionnel du rayonnement solaire peut avoir une influence sur la décroissance. En effet, selon la hauteur angulaire du soleil, le rayonnement direct est intercepté par un nombre variable de feuilles selon la hauteur du soleil avant d'atteindre le capteur de rayonnement. Par exemple, sur la Figure 59, lorsque le soleil est en position B, le capteur de rayonnement mesure un rayonnement moindre que lorsqu'il est en position A.

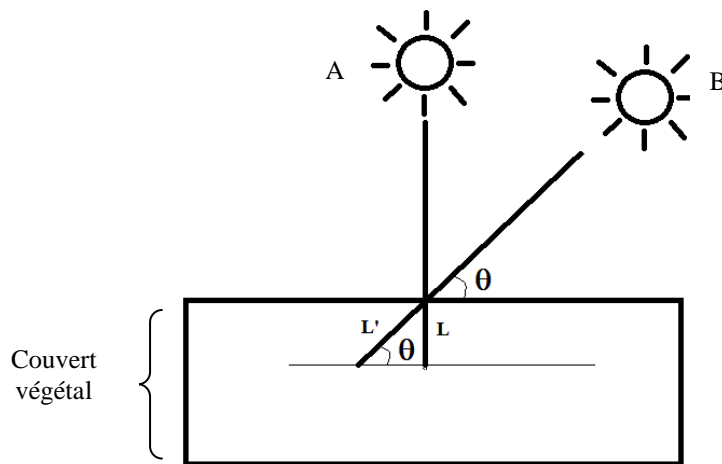


Figure 59 : Variation de la distance parcourue par un rayon du soleil en fonction de la position du soleil.

Si la hauteur angulaire du soleil est notée θ , alors on a :

$$\sin(\theta) = \frac{L}{L'} \quad (1)$$

on en déduit pour le LAI "traversé" par le rayonnement direct:

$$LAI' = \frac{LAI}{\sin(\theta)} \quad (67)$$

La décroissance du rayonnement s'exprime donc de la manière suivante :

$$G(z) = G_0 \cdot e^{-\frac{K \cdot LAI \cdot z}{\sin(\theta)}} \quad (68)$$

Les conditions expérimentales sont telles que les mesures de rayonnement ne sont disponibles que sur la plage horaire 10h-17h (8h-15h heure solaire) car en dehors, les ombres des autres compartiments de la serre interfèrent avec les mesures du fait que le rayonnement solaire n'entre plus directement dans le compartiment de serre. Sur cette plage horaire, d'après la Figure 60, la hauteur du soleil varie entre 30° et 48° en avril et entre 38° et 62° en juin.

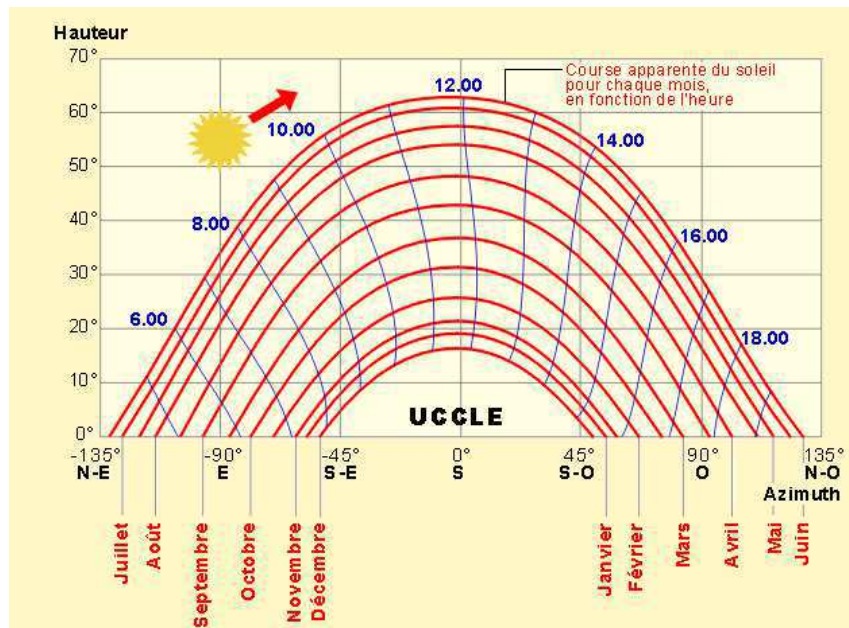


Figure 60 : Course du soleil à la latitude 50° Nord. [6]

Les Figures 61 et 62 présentent la décroissance de la fonction $\frac{G(z)}{G_0} = e^{-\frac{K \cdot LAI \cdot z}{\sin(\theta)}}$ calculée pour différentes valeurs de θ en utilisant le coefficient de décroissance précédemment évalué. Les valeurs de θ correspondent aux plages d'angle solaire minimum-maximum identifiées juste au dessus.

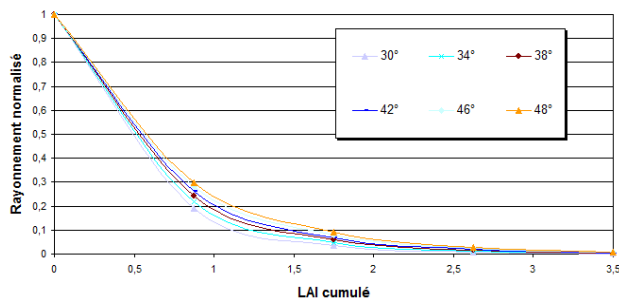


Figure 61 : Variation de LAI de la décroissance du rayonnement en fonction de la hauteur angulaire du soleil (avril).

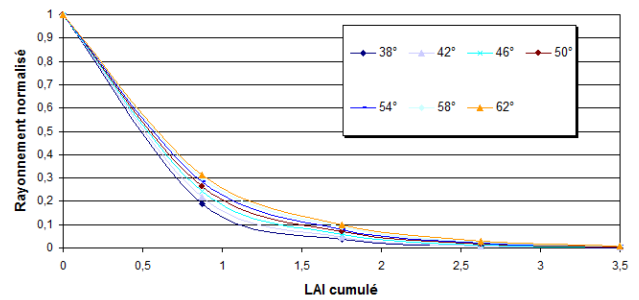


Figure 62 : Variation de LAI de la décroissance du rayonnement en fonction de la hauteur angulaire du soleil (juin).

Les Figures 63 et 64 présentent les mesures réalisées lors de journées ensoleillées :

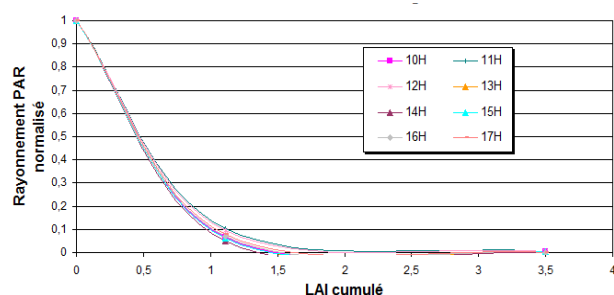


Figure 63 : Variation de la décroissance du rayonnement au cours d'une journée sans écran d'ombrage (avril).

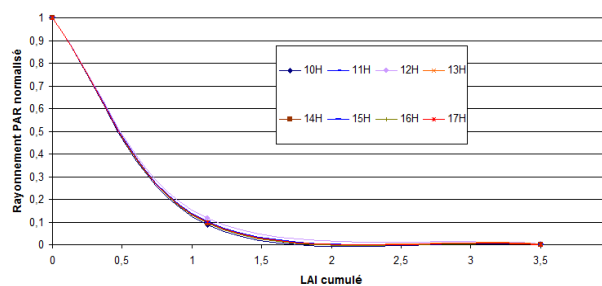


Figure 64 : Variation de la décroissance du rayonnement au cours d'une journée avec écran d'ombrage (avril).

Lorsque les écrans d'ombrage sont déployés, la variation de la décroissance est très faible. On pouvait s'y attendre car dans ce cas la part de rayonnement direct est très faible.

Lorsque les écrans d'ombrage sont repliés, la variation de la décroissance est plus sensible. Le coefficient de décroissance (non corrigé) varie entre 1,53 et 1,85. Ces résultats justifient le besoin de prendre en compte le caractère directionnel du rayonnement solaire. Ceci est d'autant plus important que cette prise en compte aura une influence sur le rayonnement absorbé par les plantes et donc sur l'activité du végétal : sur la distribution de la transpiration, sur la distribution des températures de feuille et donc sur celle du flux de chaleur sensible échangé entre les feuilles et l'air comme on l'a montré dans ce chapitre.

3. Part de l'évaporation dans l'évapotranspiration

L'algorithme de calcul du flux de chaleur latente ne prend en compte que l'activité de la plante et donc uniquement la transpiration. Or, le substrat contient de l'eau qui est susceptible de s'évaporer. Il convient donc de déterminer si cette évaporation est négligeable ou non devant la transpiration.

Lors des campagnes préliminaires, les deux balances ont été placées l'une à côté de l'autre dans des conditions climatiques quasi-identiques. Cinq plantes de taille équivalente ont été disposées sur chaque plateau. La mesure de la variation de masse des plateaux permettait donc d'accéder à l'évapotranspiration des plantes.

Dans un premier temps on s'est assuré que les plantes transpiraient de la même manière sur les deux balances :

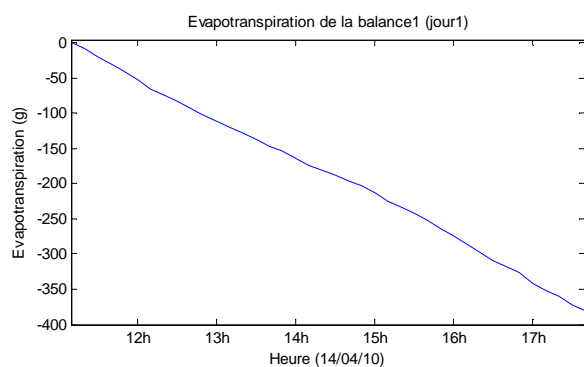


Figure 65 : Evapotranspiration des plantes sur la balance 1.

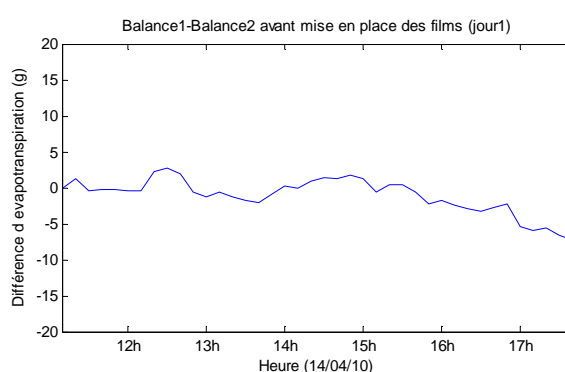


Figure 66 : Différence d'évapotranspiration des plantes entre les deux balances (balance 2 - balance 1).

Sur une durée de 6h30 (entre deux arrosages), en journée, la masse des plantes sur la balance 1 a varié de 372g (Figure 65). Sur le même intervalle de temps, la variation de masse sur la balance 2 était de 365g. L'écart de transpiration était donc inférieur à 2% (Figure 66).

Dans un second temps, les pots des plantes de la balance 2 ont été équipés de films plastiques afin qu'il n'y ait pas de perte d'eau du fait de l'évaporation du substrat. La balance 1 mesurait donc une variation de masse d'eau correspondant à l'évapotranspiration tandis que la balance 2 ne mesurait que la transpiration. Par différence, il est donc possible de déduire la quantité d'eau évaporée par le substrat.

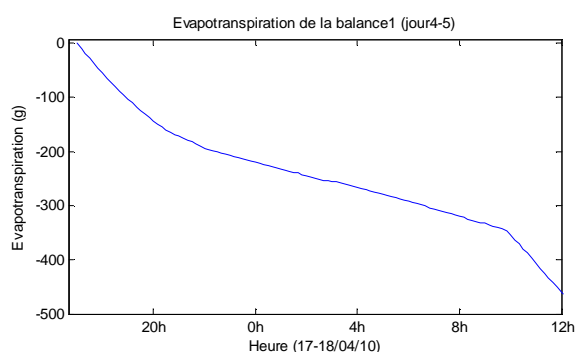


Figure 67 : Evapotranspiration des plantes sur la balance 1 (sans film).

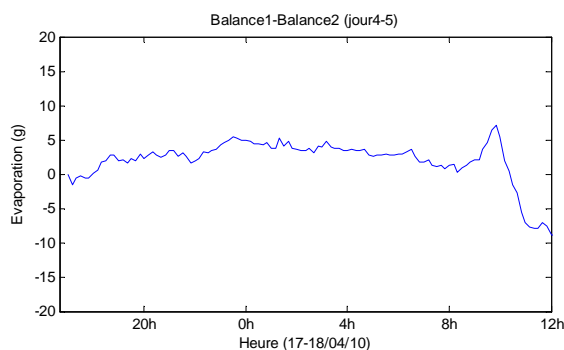


Figure 68 : Evaporation des plantes (balance 2 - balance 1).

Sur une durée de 18h entre deux irrigations, comprenant une nuit complète, l'évapotranspiration de la balance 1 atteint 471g (Figure 67) tandis que la transpiration de la balance 2 est de 462g (Figure 68). L'écart représente moins de 2% avec une incertitude de l'ordre de grandeur de 2% du fait de la différence de gabarit (et donc d'évapotranspiration) des plantes sur les deux balances.

Pour les mesures effectuées, les écarts entre les deux balances avant ou après la mise en place des films plastiques vont dans le même sens.

Ces éléments nous permettent d'affirmer que dans les conditions de nos campagnes de mesures, **l'évaporation représente une part négligeable de l'évapotranspiration**. Par conséquent, elle sera négligée dans le travail de modélisation.

Chapitre 6. Application des modèles de transpiration : bilans hydriques

I. La transpiration

La transpiration est un des indicateurs de l'activité du végétal. En effet c'est par le biais de ce mécanisme que la sève circule et monte jusqu'au niveau des feuilles pour leur apporter les éléments nécessaires à la production de matière organique. Ce phénomène est initié par l'ouverture des stomates des feuilles qui favorisent les échanges hydriques avec l'air. L'eau est alors libérée dans l'air sous forme gazeuse. L'eau contenue dans la plante passe donc de l'état liquide à l'état gazeux. Ce changement d'état s'accompagne d'une consommation d'énergie qui permet aux plantes de se prémunir d'une élévation trop importante de leur température. La transpiration est donc un phénomène consommateur d'énergie. La plante tire cette énergie du rayonnement absorbé, ce qui contribue au final, à une moindre augmentation de la température du végétal en comparaison de ce qu'elle serait si les feuilles étaient un matériau inerte. Par conséquent le flux de chaleur sensible échangé entre le végétal et l'air est plus faible que si le végétal était un matériau inerte ce qui conduit à une moindre augmentation de la température de l'air dans la serre.

On peut ainsi considérer que la transpiration est un élément contribuant au refroidissement de la serre. Plus elle est importante, moins la température de la serre augmente du fait du rayonnement.

II. Problématiques liées à la transpiration du végétal

La gestion de la température est l'une des principales préoccupations des producteurs.

- En période estivale, période durant laquelle la température peut atteindre des températures élevées dans les serres, ces conditions climatiques peuvent s'avérer être fortement préjudiciables pour les cultures. Sous des conditions climatiques extrêmes pour une culture, ou en cas de disponibilité en eau trop faible, les stomates des feuilles se ferment et la transpiration diminue : la culture est stressée. La transpiration du végétal contribuant à la climatisation des serres, une réduction de son intensité amène donc à une aggravation de la situation climatique. Dans ce cas, si le végétal ne transpire plus, il s'échauffe et des risques de dessiccation s'ensuivent. Maîtriser la transpiration et être capable d'estimer précisément les besoins en eau des cultures est donc primordial.

- Durant les périodes où le chauffage est nécessaire, en particulier en période hivernale, une des problématiques principales est la gestion de l'humidité. En effet, puisque la transpiration des végétaux augmente la concentration de vapeur d'eau présente dans l'air, en particulier pour les serres fermées, les risques de développement de maladies fongiques s'accroissent. Une des solutions consiste à déshumidifier la serre en l'ouvrant et en maintenant le chauffage ; la méthode est nommée « déshumidification par aération chauffage ». L'air humide intérieur est remplacé par l'air extérieur plus sec mais aussi plus froid. Ce procédé de déshumidification par aération-chauffage est couramment utilisé en production sous serre mais il est évident qu'il représente un coût énergétique très important en plus d'être une utilisation peu rationnelle de l'énergie.

Prédire correctement l'évapotranspiration d'une culture et disposer d'outils permettant de connaître précisément la distribution de l'humidité dans une serre devrait déboucher sur :

- l'élaboration d'une stratégie adaptée à une utilisation plus rationnelle de l'énergie en période hivernale,
- un meilleur ajustement des consommations hydriques pour satisfaire les besoins en eau des cultures tout en évitant un stress hydrique préjudiciable aux végétaux, notamment en période estivale.

III. Les modèles d'évapotranspiration

Il existe deux principales méthodes utilisées pour évaluer la transpiration en fonction des paramètres climatiques. La première appelée "méthode directe" est celle que nous avons retenue dans le modèle de CFD permettant de simuler l'interaction du végétal avec le climat. La seconde, très utilisée dans les travaux expérimentaux, est la méthode de Penman Monteith.

1. Méthode directe

La méthode directe relie proportionnellement la transpiration au déficit de pression de vapeur de la feuille, c'est-à-dire à la différence entre la pression de vapeur saturante de l'air à la température de la feuille et la pression de vapeur de l'air. Par analogie électrique, la transpiration est inversement proportionnelle à la résistance au transfert hydrique, résistance composée de la résistance stomatique et de la résistance aérodynamique.

L'impatiens de Nouvelle Guinée est une plante qui ne transpire que par la surface inférieure des feuilles. L'expression de la transpiration évaluée selon la méthode directe est différente selon que l'on considère une feuille ou un couvert végétal (Figure 69):

- pour un m² de feuille :

$$E = \rho \frac{(\omega_f - \omega_a)}{r_a + r_s} \text{ qui s'écrit aussi } E = \frac{\rho \cdot C_{pa}}{\gamma} \frac{(P_{vsat-feuille} - P_{va})}{r_a + r_s} \text{ (en W.m}^{-2} \text{ de feuille)}$$

- pour un couvert végétal :

$$E = LAI \cdot \rho \frac{(\omega_f - \omega_a)}{r_a + r_s} \text{ qui s'écrit aussi } E = LAI \frac{\rho \cdot C_{pa}}{\gamma} \frac{(P_{vsat-feuille} - P_{va})}{r_a + r_s} \text{ (en W.m}^{-2} \text{ de surface}$$

au sol)

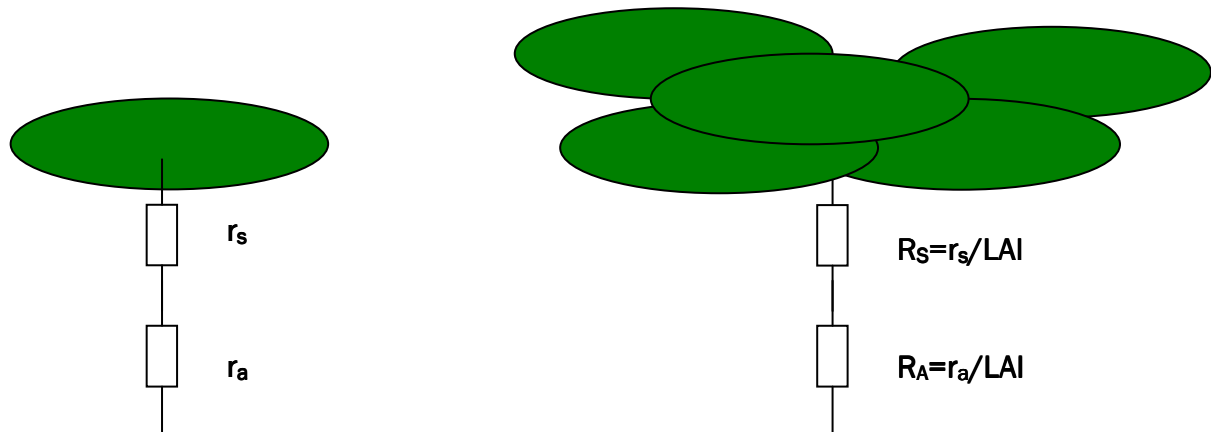


Figure 69 : Résistances aux transferts hydriques pour une feuille et pour un couvert végétal.

La pression de vapeur saturante peut se calculer via la formule de Magnus-Tetens :

$$P_{vsat} = 6.112 \cdot \exp\left(\frac{17.67 \cdot T_{air}}{T_{air} + 243.5}\right) \text{ (hPa)} \quad (69)$$

avec T_{air} la température de l'air en °C

De la connaissance de la pression de vapeur saturante et de l'humidité relative, on peut déduire l'humidité absolue :

$$\omega = \frac{0.622 \cdot P_{vsat} \cdot HR_{air}}{1013.25 - P_{vsat} \cdot HR_{air}} \text{ (avec } P_{vsat} \text{ en hPa)} \quad (70)$$

2. Méthode de Penman Monteith

Les modèles physiques actuels les plus utilisés se basent sur l'équation de Penman Monteith. Cette approche s'appuie sur le modèle dit "big leaf". Il consiste à modéliser une grande feuille

virtuelle possédant les propriétés moyennes des feuilles du couvert végétal. Ce concept a permis l'élaboration d'un grand nombre de modèles de transpiration pour une large gamme de cultures sous serres : rosier (Baille et al., 1990), tomate (Boulard et al., 1991), concombre (Yang, 1995), laitue (Boulard et Wang, 2002) ou bien encore 9 plantes ornementales dont l'impatiens (Baille et al, 1994a).

La formule de Penman Monteith, découle du bilan énergétique sur le couvert végétal et s'exprime pour un végétal amphistomatique (stomates sur les deux faces) :

$$L_v E_m = \frac{\Delta \cdot (R_n - \Gamma_s) + \rho_a \cdot LAI \cdot c_{pa} \cdot D_a / r_a}{\Delta + \gamma \left(1 + \frac{r_s}{r_a} \right)} \quad (71)$$

Et pour un végétal hypostomatique (stomates sur une face):

$$L_v E_m = \frac{\Delta \cdot (R_n - \Gamma_s) + 2 \cdot \rho_a \cdot LAI \cdot c_{pa} \cdot D_a / r_a}{\Delta + 2 \cdot \gamma \left(1 + \frac{r_s}{r_a} \right)} \quad (72)$$

avec

E_m : flux d'évaporation massique ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)

L_v : chaleur latente de vaporisation de l'eau ($=2450 \text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)

LAI : indice foliaire (m^2 de feuille $\cdot \text{m}^{-2}$ de sol)

R_n : rayonnement net total ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)

Γ_s : rayonnement absorbé par le sol ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$), considéré négligeable pour les couverts denses,

ρ_a : masse volumique de l'air ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

c_{pa} : chaleur spécifique de l'air ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

D_a : déficit de pression de vapeur (hPa)

γ : constante psychrométrique ($\text{hPa} \cdot \text{K}^{-1}$)

Δ : gradient de pression de vapeur saturante entre l'air et la feuille ($\text{hPa} \cdot \text{K}^{-1}$)

r_a : résistance aérodynamique ($\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)

r_s : résistance stomatique ($\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)

La constante psychrométrique dépend de la pression atmosphérique : $\gamma = pB$ avec $B = 6.53 \cdot 10^{-5} \text{K}^{-1}$ (Ripley, 1976)

$$\Delta = \frac{D_f - D_a}{T_f - T_a} = \frac{(P_{vsat-feuille} - P_{va}) - (P_{vsat-air} - P_{va})}{T_f - T_a} = \frac{P_{vsat-feuille} - P_{vsat-air}}{T_f - T_a} \quad (73)$$

P_{va} : pression de vapeur de l'air (hPa).

$P_{vsat-air}$: pression de vapeur saturante de l'air (hPa).

$P_{vsat-feuille}$: pression de vapeur saturante de l'air à la température de la feuille (on considère que l'air est saturé à la surface de la feuille) (hPa)

T_f : températures de la feuille (K)

T_a : températures de l'air (K).

p : pression atmosphérique (Pa)

IV. Mise en œuvre des modèles de transpiration

Les modèles de transpiration ont été utilisés pour évaluer la transpiration des cultures d'Impatiens utilisées durant les campagnes expérimentales. Ces travaux ont fait l'objet d'un article publié dans la revue Scientia Horticulturae (Vol 152, 2013, pp 80–91) qui l'objet de ce chapitre :

Is the Penman-Monteith model adapted to predict crop transpiration under greenhouse conditions? Application to a New Guinea Impatiens crop.

B. Morille, C. Migeon and P.E. Bournet

LUNAM University

UP EPHor Environmental Physics and Horticulture Research Unit,

Agrocampus Ouest INHP, 2, rue Le Nôtre, Angers, France

Abstract

Reducing water consumption in greenhouses is one of the main concerns for growers. This implies better knowledge of the transpiration process in order to adapt water inputs to plant needs. Several simple models have been developed to estimate transpiration. The Penman Monteith (PM) model and the Direct Method (DM) are two of the most widespread transpiration models. Yet the PM model was primarily developed for crops grown in open field conditions and its validity in the case of sheltered crops is only seldom questioned.

Moreover, the PM model is rarely compared to the DM model, although this could be a simple way to quantify its performance.

The aim of the study is thus, to analyse the ability of the classical PM model to assess the transpiration rate inside a greenhouse with a *New Guinea Impatiens* crop in order to identify which modifications should be introduced to improve its efficiency. A comparison of the PM model with measurements revealed severe discrepancies. A detailed assessment of the assumptions underlying the PM model showed that the location of the climatic parameters used to implement the model was a key factor affecting the results. In particular, it was demonstrated that the temperature and humidity considered in the PM model should be taken inside the crop and not above the crop, leading to a so-called PM-Modified (PMM) model. The PMM and the DM models were then compared, leading to similar results in agreement with actual measurements.

Secondly, the capacity of the PMM and the DM models to investigate the vertical distribution of the transpiration inside the crop was discussed. After dividing the canopy into two layers, the PMM and DM models were applied and validated against experimental data. Even if such a procedure does not really improve the quality of the results compared to the one-layer models, it provides innovative information on the vertical distribution of the transpiration, which could have applications for instance in CFD modelling.

Highlights:

- Penman-Monteith model is not adapted to greenhouse dense ornamental crops
- Assumptions are explored, improvements are proposed and PM is compared to Direct Model
- Climatic parameters location appears to be decisive to fairly estimate crop transpiration.
- Multilayer model does not provide more accurate results than one layer model
- Innovative information on vertical transpiration flux distribution is provided

Keywords: Transpiration model; aerodynamic-stomatal resistances.

Nomenclature:

A	shelf area, m^2
c_{pa}	specific heat of air, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
d	characteristic dimension of the leaf, m
D_a	air-to-air vapour pressure deficit, Pa
D_l	leaf-to-air vapour pressure deficit, Pa
E	transpiration rate, $kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
G_0	global radiation flux reaching the crop, $W\ m^{-2}$
$G(z)$	global radiation flux at a depth z inside the crop, $W\ m^{-2}$
h_s	heat exchange coefficient, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
j	number of plants on the shelves
k	extinction coefficient of radiation
l	length of the leaf, m
LAI	leaf area index, $m^2\ m^{-2}$
$m(t_i)$	mass at time t_i , kg
n	number of plants on the balance tray
P_{vsat-l}	saturated vapour pressure of the air at leaf temperature, Pa
P_{v-a}	water vapour pressure of the air, Pa
r_a	leaf aerodynamic resistance, $s\ m^{-1}$
R_n	net radiation flux absorbed by the crop, $W\ m^{-2}$
R_{n-a}	net radiation flux above the crop, $W\ m^{-2}$
R_{n-u}	net radiation flux under the crop, $W\ m^{-2}$

R_{n-abs1}	net radiation flux absorbed by the upper mid-layer of the crop, $W m^{-2}$
R_{n-abs2}	net radiation flux absorbed by the lower mid-layer of the crop, $W m^{-2}$
r_s	leaf stomatal resistance, $s m^{-1}$
$r_{s,min}$	minimal leaf stomatal resistance, $s m^{-1}$
t_i	time, s
T_a	air temperature, K
T_l	leaf temperature, K
$T_{l-average}$	average temperature of the crop, K
V	air velocity, $m s^{-1}$
w	width of the leaf, m
z	depth inside the crop, m
z_0	height of the crop, m
Δ	approximation of the slope of the saturated vapour pressure curve, $Pa K^{-1}$
γ	psychrometric constant, $66 Pa K^{-1}$
λ	latent heat of water evaporation, $J kg^{-1}$
ρ_a	air density, $kg m^{-3}$
PM	Penman-Monteith
SPM	Simplified Penman Monteith
DM	Direct Model
PMM	Penman-Monteith-Modified

1. Introduction

The scarcity of water resources has led growers to improve their irrigation strategies in order to provide crops with their exact water requirements. This requires predicting the plant water uptake that depends both on climatic conditions and plant physiology. Several models make it possible to predict plant transpiration. Among them, two models are primarily used in greenhouse horticulture: the Penman-Monteith model (Monteith and Unsworth, 1990) and the so-called Direct Model which directly ensues from the formalization of the convective transfers between leaves and air.

1.1. Model characteristics

The Direct Method (DM) links the transpiration to the leaf-to-air vapour pressure deficit. It is used with climatic data recorded either inside the crop (Table 1) (Boulard et al., 2004; Fatnassi et al., 2004; Yang, 1995) or above the crop (Kittas et al., 2000; Leonardi et al., 2000). This model is generally used for evaluating transpiration in Computational Fluid Dynamics (CFD) studies (Table 1) but could be applied in experimental studies as well. The Penman-Monteith (PM) equation is derived from both the Direct Method equation and the energy balance equation over the crop.

The PM equation was primarily developed for open field conditions. This method is based on a big-leaf and perfectly-mixed-tank approach that assumes homogeneity of both the thermodynamic conditions within the canopy and the air above the plants. It expresses crop transpiration as a function of the average air-to-air vapour pressure deficit and the net radiative flux that are measured at only one point in the greenhouse, normally just above the crop (Table 1). Authors, however, do not always provide information about the exact location of the sensors. At best, they mention that they are placed above the crop, without any further details. Other models developed by Penman (1948), Stanghellini (1987) and Fynn (1993) are

also available to evaluate transpiration. These models are very similar to the Penman-Monteith model. The main difference lies in the complexity with which the resistances to water vapour transfers are considered. The historical evolution and the different improvements of these models are well detailed in the papers of Prenger et al. (2002), Kirnak et al. (2002) and Villarreal-Guerrero et al. (2012).

1.2. Comparison between transpiration models

Up until now, few studies have been undertaken to compare the performances of transpiration models under greenhouse conditions. Prenger et al. (2002) compared the Penman, PM, Stanghellini and Fynn models, while Villarreal-Guerrero et al. (2012) compared the PM and Stanghellini models with the so-called heat balance based model (Table 2). Prenger et al. (2002) obtained the best performance with the Stanghellini model for evaluating transpiration rate of a Red Sunset Maple nursery. In the case of a tomato crop, Lopez-Cruz et al. (2008) also obtained the best results with the Stanghellini model. Lastly, for bell pepper and tomato crops Villarreal-Guerrero et al. (2012) obtained the best agreement with both the Stanghellini and the PM model without statistically significant differences. To our knowledge, however, a comparison with the Direct Method has not yet been done. Since PM and Stanghellini models seem to have similar performances according to the above studies, it appears relevant to compare only one of them with the DM model. To do this, the PM model will be used in the present work since it is more widely used than the Stanghellini model, even under greenhouse conditions.

1.3. Objectives of the study

As mentioned before, the PM model assumes homogeneity of the climatic parameters, which may be acceptable in open field studies. However, in greenhouses and especially in the vicinity of the crop, several studies have highlighted the heterogeneity of these parameters

(Demrati et al., 2007; Yang, 1995), casting doubts on the validity of the PM model in its classical form in greenhouses. For that reason, the aim of the present study is to address the following points:

- are the assumed simplifications still valid inside a greenhouse?
- does the PM model need modification or adaptation?
- does the PM model provide as reliable results as the DM model?

In order to answer these questions, the transpiration of a *New Guinea Impatiens* crop grown inside a glasshouse compartment was considered. The PM and DM models were first described, focusing on their application conditions, in particular. The PM model was then implemented with the commonly adopted choices for climatic parameters and compared to transpiration measurements. The influence of several simplifications was evaluated in order to find the cause of the observed discrepancies between evaluated and measured transpiration rates. The PM model was then tested with climatic parameters placed in different locations in order to adapt this model to indoor greenhouse climatic conditions. Using this adaptation, the so-called Penman-Monteith-Modified (PMM) model was compared to the Direct Method. Finally, the PMM and DM models were applied to a crop that was divided into two horizontal layers, tested, compared and then validated against measurements. The vertical distribution of the transpiration and the contribution of each layer to the total transpiration were also investigated.

2. Materials and methods

2.1. Transpiration model theory

2.1.1. Direct model

According to the DM approach, for a hypostomatic plant, the latent heat flux due to crop transpiration is expressed as a function of the leaf-to-air vapour pressure deficit:

$$\lambda E = \frac{\rho_a \cdot LAI \cdot c_{pa} (P_{vsat-l} - P_{v-a})}{\gamma (r_a + r_s)} = \frac{\rho \cdot LAI \cdot c_{pa} D_l}{\gamma (r_a + r_s)}$$

where E is the canopy transpiration rate ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), λ is the latent heat of water evaporation (J kg^{-1}), ρ_a is the air density (kg m^{-3}), c_{pa} is the specific heat of air ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), γ is the psychrometric constant ($\gamma = 66 \text{ Pa K}^{-1}$), r_a and r_s are the leaf aerodynamic and stomatal resistances (s m^{-1}), respectively, LAI is the Leaf Area Index ($\text{m}^2 \text{m}^{-2}$), P_{vsat-l} is the saturated vapour pressure of the air (assumed at the leaf temperature) in the stomata chamber (Pa), P_{v-a} is the water vapour pressure of the air (Pa), and $D_l (=P_{vsat-l} - P_{v-a})$ is the leaf-to-air vapour pressure deficit (Pa).

One of the difficulties of the DM application is that it requires knowledge of the leaf temperature. In most previous experimental studies (Table 1), even if vertical leaf-temperature gradients were observed inside the canopy (Demrati et al., 2007; Yang, 1995), only one value was used in the DM model to characterise the whole canopy temperature. Classically, this value is defined by an average of the temperatures of leaves either distributed randomly within the canopy (Kittas et al., 2000; Yang, 1995) or placed at pre-determined levels (Boulard et al., 1991). Concerning the air temperature, the studies listed in Table 1 show that the above-canopy air is often considered as the reference temperature to be used to express parameters in Eq. 0 (Bartzanas et al., 2004; Boulard et al., 1991; Katsoulas et al., 2001a; Kittas et al., 2000). This choice was largely discussed by Yang (1995) who clearly showed that a model based on the within-canopy air temperature provided the best results. Moreover, Yang's conclusion is emphasized by the fact that the aerodynamic resistance characterises the resistance to water vapour transfer of the leaf boundary layer and not of the canopy boundary layer.

2.1.2. Penman-Monteith model

The Penman-Monteith model for hypostomatic plants is derived from the combination of the energy balance equation and the latent/sensible heat flux expressions:

$$\lambda E = \frac{\Delta \cdot R_n + 2 \cdot \rho_a \cdot LAI \cdot c_{pa} \cdot D_a / r_a}{\Delta + 2 \cdot \gamma \left(1 + \frac{r_s}{r_a} \right)}$$

where R_n is the net radiation flux absorbed by the crop (W m^{-2}), $D_a = P_{vsat-a} - P_{v-a}$ is the air-to-air vapour pressure deficit (Pa) and T_a is the air temperature (K).

The Δ -parameter is the approximation of the slope of the saturated water vapour pressure curve and is given by:

$$\Delta = \frac{P_{vsat-l} - P_{vsat-a}}{T_l - T_a} \text{ (Pa K}^{-1}\text{)}$$

where T_l is the leaf temperature (K). In several studies, Δ is assumed to be equal to the slope of the saturated water vapour pressure curve, which can be evaluated from the air temperature only:

$$\Delta \approx \frac{dP_{vsat-a}(T_a)}{dT_a} = 611.2 \cdot \frac{4283.8}{(T_a - 30.03)^2} \cdot \exp\left(\frac{17.62 \cdot (T_a - 273.15)}{T_a - 30.03}\right)$$

The advantage of this formulation is that the leaf temperature is no longer required. This formulation is all the more reliable since T_a is close to T_l . Other formulations of Δ are available in the literature. For example, Kirnak et al. (2002), Prenger et al. (2002) and Villarreal-Guerrero et al. (2012) considered the following formulation:

$$\Delta \approx 41.45 \cdot \exp(0.06088 \cdot (T_a - 273.15))$$

Baille (1994b) chose constant values: $\Delta = 1.45 \cdot 10^2 \text{ Pa K}^{-1}$ for the night and $\Delta = 1.89 \cdot 10^2 \text{ Pa K}^{-1}$ for the day.

Concerning the net radiation flux R_n absorbed by the crop, in the studies available, it is systematically assimilated to the net radiation measured above the crop R_{n-a} , thus neglecting the radiation exchanges below the crop (between the crop and the ground or shelf). Baille (1994a) even assumed that the net radiation above the crop could be assimilated to the incoming global radiation G_0 during the day.

By considering these two major simplifications, the PM equation represents an easily applicable method to estimate plant transpiration since, contrary to the DM model, it does not use the leaf temperature (which still remains difficult to measure) as a parameter. Moreover, given the fact that the PM model was built from the so-called “Big-Leaf” approach, meaning that the canopy is represented by a virtual big leaf that exchanges heat with the above-canopy air, all the required climatic parameters (air temperature and humidity, radiation and air speed) are measured above the crop (Table 1). For that reason, the PM model has been extensively applied for a wide range of crops under greenhouse conditions with varying degrees of satisfaction (Table 2).

2.1.3. Leaf aerodynamic resistance

Both PM and DM require the knowledge of parameters such as the Leaf Area Index, the leaf aerodynamic resistance r_a and the leaf stomatal resistance r_s . According to Villarreal-Guerrero et al. (2012) these parameters are sometimes difficult to measure or may depend on several climatic parameters such as the radiation reaching the crop, vapour pressure deficit, crop temperature or air velocity.

For evaluating r_a , the most physical method consists of considering the leaf as a flat plate and deducing the value of the resistance from the determination of the heat exchange coefficient induced by the airflow using dimensionless numbers (Appendix A). However, on the basis of the literature, it can be seen that all the climatic parameters needed to evaluate the

value of the aerodynamic resistance are not always recorded at the same locations (Table 1), casting doubts on the relevance of the method. The choice of the right location of the climatic parameters to be used in the modelling approach was discussed by Yang (1995). According to this author, and contrary to what is generally done, the method of evaluating resistances to vapour transfers based on dimensionless numbers requires the use of inside crop climatic parameters. Using the climatic parameters measured above the crop involves one major drawback: it means that both water vapour transfer resistances between the crop and the within-canopy air, and between the latter and the above-canopy air are taken into account, which is not what is wished.

The leaf aerodynamic resistance value can also be obtained from the inversion of the transpiration model. This inversion technique may lack genericity, given that the dataset used for validating the transpiration rates is the same as the one used for estimating the parameters required for building the model. Moreover, a transpiration evaluation under different climatic conditions could lead to substantial differences with measurements, which again highlights the lack of genericity of this method. Yang (1995) claimed that the inversion method is only useful for calibrating constants of models with climatic parameters measured at a particular location. Consequently, the values of resistances obtained from the inversion technique depend on the location of the sensors, thus once again casting doubts on the genericity of these models.

To simplify the implementation of the models, some authors considered the leaf aerodynamic resistance to be constant (Baille et al., 1994b; Lopez-Cruz et al., 2008; Villarreal-Guerrero et al., 2012), or made assumptions about the convective regime (Bartzanas et al., 2004; Demrati et al., 2007; Majdoubi et al., 2009), thus reducing the number of required climatic parameters and simplifying the experimental setup. This simplification is

however only acceptable when the convective regime is almost the same during the studied time period (in particular when the air velocity and the difference between air and leaf temperature are constant) or when the aerodynamic resistance is negligible compared to the stomatal resistance (Villareal-Guerrero et al., 2007).

2.1.4. Stomatal resistance

The leaf stomatal resistance r_s is the resistance of water vapour transfer through the transpiring crop surface. It depends on the physiological behaviour of the crop and especially on the degree of aperture of the stomata, which is directly linked to the climatic conditions (Eq. 6). The evaluation of r_s using transpiration models is the main objective of several studies (Baille et al., 1994b; Boulard et al., 1991; Boulard et al., 2004; Kittas et al., 2000; Rana et al., 1998) or may be one of their objectives (Katsoulas et al., 2001b; Villarreal-Guerrero et al., 2012; Yang, 1995). To obtain access to the requested parameter, these authors inverse the transpiration models and deduce the resistance values from measured transpiration rates. This resistance can be modelled by a multiplicative function (Boulard et al., 1991):

$$r_s = r_{s,\min} f_1(G_0) f_2(D_a) f_3(T_a)$$

where $r_{s,\min}$ is the minimal leaf stomatal resistance, G_0 (W m^{-2}) is the global radiation that reaches the crop, and D_a (Pa) is the air-to-air vapour pressure deficit.

For a tomato crop, Boulard (1991) demonstrated that only two of these three functions were sufficient to describe the variations of r_s because correlations exist between climatic parameters. As a result, the stomatal resistance may be written either as a function of G_0 and T_a or as a function of G_0 and D_a . Boulard (1991) and Stanghellini (1987) suggested the following functions to express the dependence of r_s on G_0 and D_a :

$$f_1(G_0) = \frac{a_1 + G_0}{b_1 + G_0} \quad (1) \quad \text{and} \quad f_2(D_a) = 1 + a_2 \cdot (D_a - D_0)^2 \quad (2)$$

To our knowledge, Baille et al. (1994b) and Kichah et al. (2012) are the only ones to have conducted a study to evaluate the stomatal resistance of an Impatiens crop and its dependence on climatic parameters. This study reveals that T_a is not required as a free parameter.

2.1.5. Radiation extinction inside the crop.

The application of the transpiration models to a crop in a two layers approach requires the value of the radiation at mid-height in order to estimate the net radiation absorbed by each layer, as well as to calculate the leaf stomatal resistance of the lower layer. The short wave radiation decay inside the crop due to the absorption of the leaves is provided by Beer's law:

$$G(z) = G_0 \cdot \exp\left(-k \cdot LAI \cdot \frac{z}{z_0}\right)$$

where $G(z)$ is the global radiation at a depth z inside the crop, G_0 is the global radiation at the top of the crop, k is the extinction coefficient, z is the depth inside the crop and z_0 is the height of the crop. The net radiation absorbed by each layer may then be evaluated according to the following expressions:

$$R_{n-abs1} = R_{n-a} - R_{n-a} \cdot \exp\left(-k \cdot LAI \cdot \frac{z_0/2}{z_0}\right)$$

$$R_{n-abs2} = R_{n-a} \cdot \exp\left(-k \cdot LAI \cdot \frac{z_0/2}{z_0}\right) - R_{n-u}$$

2.2. Experimental method

As mentioned above, the values of climatic parameters such as radiation fluxes, temperature (air and leaves) and air humidity, as well as plant characteristics, are needed to estimate crop transpiration via PM and DM models. In the present section, the experimental

setup implemented for the purpose of the study and the corresponding recorded climatic parameters are described.

2.2.1. Experimental setup

Experiments were conducted in a 100-m² (10 m x 10 m) compartment of a Venlo-type glasshouse oriented north-south and located in Angers (47° 28' North, 0° 33' East and 39 m altitude) in north-western France. Mature potted Impatiens (*Novae-guinea*, cv. 'Sonic Scarlet') were used as plant models and uniformly placed on four shelves, 80 cm above the ground, to create a dense canopy with a total area of 18 m². The average plant height was 30 cm and the density was 10.6 plants per m². During the field survey, the canopy covered 100% of the shelves, no shading screen was used and the roof vents were fully open to avoid high temperatures. Plants were watered twice during the night (at 8 pm and at 4 am) by flooding the shelves with a complete nutrient solution, and flowers were regularly removed. The experiments were carried out from May to June 2010. Three clear and sunny days were then selected for further investigations: 20th May (D1), 3rd June (D2) and 23rd June (D3).

2.2.2. Microclimate measurements

A set of sensors was used to measure the microclimate characteristics. A schematic view of the experimental device is depicted in Fig. 1 and described below. The above- and within-canopy Photosynthetically Active Radiation (PAR; 400-700 μm) were measured by 30-cm-long silicon solar cells (PAR/LE, Solems, Palaiseau, France, +/-10%). The value of the mid-height radiation inside the crop s deduced from these sensors. According to Monteith (1993), the extinction coefficient deduced from silicon cells (PAR radiation only) must be multiplied by 1.34 to obtain the resulting value of k for the whole global radiation spectrum. In the present study, a value of $k = 1.15$ was found. Inside the canopy, the cells were equally distributed every 7.5 cm over the plant height. The above- and under-canopy net radiation

fluxes (R_{n-a} and R_{n-u} , respectively) were measured by two pyrrometers (NR-lite 2, Kipp and Zonen, Delft, The Netherlands, $\pm 30\text{W/m}^2$). The net radiation R_n absorbed by the crop was then deduced as the result of these two radiation fluxes. A sonic anemometer (CSAT3, Campbell Scientific Ltd., Antony, France) also monitored the air velocity (V) 15 cm above the crop. The temperature (T_a , $\pm 0.1^\circ\text{C}$) and relative humidity (RH , $\pm 2\%$ HR) of the air were measured by shielded and aspirated sensors (Vaisala HMP45C, Campbell Scientific Ltd., Antony, France) in the vicinity of the balance at three levels: 15 cm above the crop (subscript 1), at mid-height inside the crop (subscript 2) and at the bottom of the plants, just above the pots (subscript 3). Finally, the temperatures of leaves of the upper (T_{l1}), middle (T_{l2}) and bottom (T_{l3}) part of the plant were recorded with copper-constantan (Cu-Cs) thermocouples ($\pm 0.1^\circ\text{C}$) taped to the underside of plant leaves.

All of the above-mentioned parameters were measured every 3 s and averaged online over 10 min periods with a data logger system (CR3000 and CR7, Campbell Scientific Ltd., Antony, France). Data were then analysed using a moving average technique (over 2 h periods) in order to filter the noise associated with shadows that occasionally covered the sensors.

Time evolution of the climatic parameters inside the greenhouse as well as the outside radiation during these experiments can be found in the paper of Morille et al. (2012).

2.2.3. Leaf area index measurements

The Leaf Area Index (LAI) was measured by a destructive method using a camera integrating system. The method was applied four times during the experimental period by selecting three plants placed on the balance. For the purpose of the study, the plants were divided into two horizontal layers in order to obtain the LAI vertical distribution. Measurements showed that the average LAI of the whole plant was 4.2 m^2 of leaves by m^2 of

ground covered by the crop, and indicated that the leaves of the upper- and lower-mid layer of the plant represented 69% and 31% of the total leaf area, respectively. The leaf width and length were also measured and the values obtained were then averaged to evaluate the characteristic dimension of the leaf d (Appendix A).

2.2.4. Transpiration measurements

Crop transpiration was measured by a balance (Melter-Toledo, Greifensee, Switzerland, +/- 0.1g) located approximately at the centre of the shelves. Five plants were placed on the balance. The corresponding latent heat flux was calculated in $W\ m^{-2}$ of crop ground area using the following formula:

$$\lambda E = \lambda \frac{(m(t_{i+1}) - m(t_i))}{A \cdot (t_{i+1} - t_i)} \cdot \frac{j}{n}$$

where λ is the latent heat of vaporisation ($J\ kg^{-1}$), $m(t_i)$ is the mass (kg) given by the balance at time t_i (s), A (m^2) is the area of the shelves, n is the number of plants on the balance tray and j is the number of plants on the shelves. Data from the balance were directly stored every ten minutes and then averaged over 2 h periods. Preliminary experiments using plastic films placed on the pot surfaces showed that the substrate evaporation was negligible (lower than 2% of the total evapotranspiration) compared to the crop transpiration so that no plastic film was later used.

3. Results

3.1. Application of the Penman-Monteith model

In this section, as was generally done in previous studies, the PM model was tested using the climatic parameters measured 15 cm above the crop (R_{n-a} , RH_1 , Ta_1 , V) with the approximation of Δ described by Eq. 0 and the net radiation flux measured above the crop (R_{n-a}). However, even if authors often choose a constant value for the leaf aerodynamic

resistance, it was calculated here according to the heat exchange coefficient method described in Appendix A using $d=0.05$ m. This method also provides information on the airflow convection regime and on the temporal variation of the calculated leaf aerodynamic resistance.

Results indicate that the airflow convection regime is mainly free or mixed inside the crop, depending on the period of the day. By night, low air-to-leaf temperature gradients are present, so that the aerodynamic resistance (Fig. 2) is close to 300 s m^{-1} . During the day, the radiation that reaches the crop induces higher air-to-leaf temperature gradients, the convection regime becomes punctually free and the aerodynamic resistance varies between 150 and 200 s m^{-1} . The corresponding mean aerodynamic resistance throughout the day is 220 s m^{-1} . These values are relatively different from the value of 495 s m^{-1} obtained by Baille (1994) using the inversion method that highlights the variability of the resistance values.

Leaf stomatal resistance (Fig. 2) is calculated with Eq. 0 using the values of the parameters determined by Kichah et al. (2012) for a New Guinea Impatiens crop:

$$r_{s,\min} = 150 \text{ s m}^{-1}; a_1 = 168 \text{ W m}^{-2}; b_1 = 18 \text{ W m}^{-2}; a_2 = 2 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-2}; D_0 = 2 \cdot 10^3 \text{ Pa}.$$

Since solar radiation has a strong impact on the stomatal resistance, its estimated value at night (1100 s m^{-1}) is far from the diurnal one (250 s m^{-1}). The difference with Baille's diurnal value (210 s m^{-1}) remains low but is amplified for the nocturnal value (1540 s m^{-1}).

The evolutions over time of the measured and estimated latent heat fluxes for the three selected days are shown in Fig. 3: (a) D1, (b) D2 and (c) D3. At night, the calculated transpiration is quite correct, but great overestimations are observed as soon as the sun rises. The estimated transpiration can be twice as high as the measured one. Similar observations were reported by Prenger et al. (2002), Lopez-Cruz et al. (2008) and Villarreal-Guerrero et al. (2012), but with smaller differences (at most 25%). At a daily time scale, the integrated value

of the evaluated transpiration is 62.7% higher than the measured one. The following sections of the paper present investigations which were performed to explain these differences: The validity of simplifications and the choice of the best location of climatic parameters used in the PM model in particular are discussed.

3.2. Incidence of simplifications made in the PM model

To explore the possible cause of the above-mentioned overestimations, the influence of the two major approximations used in the PM equation was analysed: a modified expression for $\Delta 0$ and R_{n-a} (above canopy net radiation) instead of R_n (net absorbed radiation).

Concerning the influence of the Δ -expression, results show that the difference between the exact value of $\Delta 0$ and the estimated one (Eq. 4) does not exceed 11%, inducing differences lower than 1% on the instantaneous estimated transpiration and lower than 0.1% on the daily integrated transpiration.

Concerning the approximation of the absorbed net radiation R_n by the above-canopy net radiation R_{n-a} , results indicate that the relative difference between these two values can only be very large during the night when the above canopy radiation is low. Thus, even if the evaluated transpiration differs from 30% to 40% at night with this approximation, its impact on the daily integrated transpiration is not relevant (less than 4%) because transpiration rates remain very low at night compared to day time transpiration ones.

It can therefore be deduced that these two approximations do not really have an impact on the model results and can therefore not explain the observed difference between measured and estimated transpiration rates. Nevertheless, in the following stages of the study, the net radiation absorbed by the crop instead of the above-canopy net radiation will be used to evaluate night transpiration since this parameter is available.

3.3. Choice of the best location of parameters used in the PM model

On the basis of the conclusions of Yang (1995), the choice of the location of the measured climatic parameters was examined since it may explain the differences between the PM model and experiments. Focusing on the transpiration rate, the slope and the coefficient of determination R^2 of the regression line between the estimated and the measured values were calculated for a set of combinations of leaf temperature and air temperature/humidity. Results are reported in Table 3 for day *DI*. They clearly show that the choice of the air climatic parameter location is more crucial than the leaf temperature to obtain reliable results with the PM equation. In particular, the use of air humidity and temperature above the crop is inadequate to estimate crop transpiration (slope close to 1.5). The choice of Ta_3 & HR_3 or Ta_2 & HR_2 provides similar and better correlations. For that reason, averaging both the within-canopy air characteristics and leaf temperatures appears to be a good compromise to serve as reference parameters to be used for the PM application, which will hereafter be referred to as the Penman-Monteith-Modified (PMM) model. This result is consistent with New Guinea Impatiens metabolism. Indeed, since Impatiens stomata lie on the underside of the leaves (hypostomatic plant) and due to the fact sensible temperature and humidity gradients exist inside the canopy, it is logical to estimate the water vapour heat exchanges by considering the within-canopy air characteristics.

3.4. Comparison between PMM and DM models

The results obtained with the PMM and the DM models are compared in this section. For both models, the average within-canopy air temperature $(Ta_2+Ta_3)/2$ and humidity $(HR_2+HR_3)/2$ are used in combination with the average leaf temperature $T_{l-average}=(T_{11}+T_{12}+T_{13})/3$.

Fig. 4 compares the temporal evolution of the estimated latent heat fluxes due to transpiration with the measured one throughout day *D1*. Both models are globally in agreement with the experiments, but with weak overestimations from midday to night. Similar observations were reported for the two other days selected *D2* and *D3* (results not shown). This can be explained by the position of the radiation sensor (15cm above the plants on the tray) which is smaller than the balance tray and is therefore later impacted by the shadows of the next greenhouse compartment. A sudden jump is observed at 2 pm: it corresponds to the end of the shadow impact of the shading screen folded on the plants placed on the balance.

In order to analyse the accuracy of the models, the estimated values of the latent heat flux were plotted against the measured ones for the three selected days (Fig. 5). The slope of the linear regression, the correlation coefficient R^2 and the value of the model underestimation/overestimation are presented in Table 4. For comparison, the results obtained with the PM model are also added in Table 4. The slope of the linear regression confirms the benefit of using the inside crop climatic data for both the PMM and the DM models since slopes are close to 1. The values of the integrated simulated latent heat flux throughout the day and the measured one are in agreement. They reveal the ability of the two models to evaluate the daily transpiration. The present analysis also reveals that the DM model provides slightly better results than the PMM model (the slope of the linear regression is closer to 1), but the R^2 coefficient reveals more dispersed values. However, the differences remain tenuous as shown by the ANOVA analysis of the differences between measured and evaluated transpiration obtained for the three selected days with PMM and DM model respectively (Table 5). So it would be hasty to draw conclusions about the better performance of one model over the other.

4. Discussion

Using the inside air parameters to evaluate transpiration not only leads to more reliable results but also raises questions about the extension of the transpiration models to a crop divided into several layers. Such an application could improve our knowledge of the vertical distribution of crop transpiration and provide a more accurate analysis of the transpiration process. Moreover, since the PM model was developed according to the Big Leaf theory, the question of its extension to a crop divided into several layers seems relevant. In this section, the ability of the PMM and DM model to evaluate the transpiration of a crop divided into two layers is evaluated, and the contributions of the upper and the lower mid-part of the canopy to the transpiration are described, as well as its evolution throughout the day. The study considers only two layers as a first step of an innovative method and also because of experimental constraints due to the height of the canopy (only 30 cm). The climatic parameters retained for each crop layer are summarised in Table 6.

4.1 Validation of the PMM and DM model applications to a two-layer crop

The latent heat flux due to crop transpiration is estimated for each layer by applying Eq. (1) and Eq. (2). The daily time evolution of the sum of the contributions of each crop layer is compared with the measured transpiration (Fig. 6). Results obtained with the DM and PMM models are in good agreement with measurements, which is confirmed by the comparison of estimated values integrated over the day with the measured ones (Table 7): the latent heat flux (integrated value, i.e. the total amount of latent heat exchanged during a day) simulated by the PMM model is overestimated by less than 8.1% for the three selected days, whereas the DM model underestimates the measured latent heat flux by 11% at most. Both present weak dispersion values ($R^2 > 0.90$, except for day D3 with $R^2 = 0.82$). Both the DM and PMM models

therefore show their ability to two layers and applying the transpiration models leads to estimate the transpiration using a two-layer approach.

4.2. Comparison between the one- and the two-layer approaches

The results obtained with the two-layer approach are first compared to those obtained with the one-layer method. Dividing the crop into qualitatively good results. The two-layer method is more accurate in terms of the latent heat flux estimation than the one-layer approach (Table 4 and Table 7). In particular, the PMM model with two layers only overestimates transpiration by 8.5% at most, whereas overestimation is greater than 12.7% with the one-layer approach. The statistical test on the differences between evaluated and calculated transpirations for the 144 values of each selected day shows that there are no significant differences between the performances of the two models when considering two layers (Table 8). The same statistical test also shows that there is also no significant difference between the one and two layer approaches (Table 9 and 10). That means that it probably would not be relevant to multiply sensors inside the cover to obtain only a small improvement of the transpiration estimate.

4.3. Extended results provided by the two-layer approach.

The two-layer approach, however, provides useful information on the contribution of each part of the crop. Fig. 7 shows the time evolution of the contribution of each layer to the total transpiration for the DM and PMM models. The results from both models are consistent throughout the day, and the contribution of the upper part is about 80% of the total transpiration during the day.

At night, the PMM model reveals a lower predominance of the upper layer (60%), whereas according to the DM model, its contribution (75%) barely decreases under the diurnal contribution. In fact, since the temperature and humidity gradients are slight during the night, there is no explanation for an eventual vertical heterogeneity of the transpiration. The

observed the difference is due to the distribution of the leaf area index (69% for the upper layer and 31% for the lower one).

5. Conclusion

This study investigates performance of two well-known transpiration models applied to a *New Guinea Impatiens* crop grown inside a greenhouse. The Penman-Monteith model was first tested and compared to measurements and to the Direct Method. Both models were applied with attention to the genericity of the procedure, especially in the evaluation of the aerodynamic resistance to water transfers. In its usual form, i.e., considering the climatic conditions just above the crop, the PM model produces highly overestimated transpiration rates. Questioning the assumptions of the PM approach, the present work demonstrates that choosing the within canopy climatic parameters instead of above canopy ones, the model leads to good agreement with measurements with a quality of results comparable to that obtained by the Direct Method. It is then concluded that the PM model could be successfully applied under greenhouse conditions, provided that some adjustments are made (thus defining the PM-Modified model).

The study then explores the extension of the PM-Modified and DM models to analyse the vertical distribution of the transpiration inside the crop. To do this, the crop was divided into two horizontal layers and the parameters to be used in the model implementation were adapted. This approach barely improved the accuracy of the transpiration estimate, meaning that it would not be relevant in practice since it requires quite heavy additional experimental means to obtain the required parameters. However, it does provide new information on the vertical distribution of transpiration that could, at least partially, make up for the lack of validating elements required in distributed greenhouse climate studies, such as those of computational fluid dynamics (CFD).

Acknowledgments

This work was supported by ADEME (Environment and Energy Management Agency) and by the Region Pays de la Loire. We thank D. Lemesle, and A. Travers for their valuable technical assistance throughout the experiments.

List of figures

Fig. 1: Sketch of the experimental device.

Fig. 2: Time evolution of aerodynamic and stomatal resistances (day D1).

Fig. 3: Evolution over time of the transpiration for each of the three selected days; comparison between measurements and PM model.

Fig. 4: Comparison between the evolutions over time of the transpiration evaluated by the DM and the PMM models with the measurements for day D1.

Fig. 5: Transpiration rates evaluated by DM (a) and PMM (b) models versus measurements.

Fig. 6: Comparison between the evolutions over time of the transpiration evaluated by the two-layer DM and PMM models with the measurements for day D1.

Fig. 7: Evolution over time of the transpiration contribution of each layer (proportion of the total transpiration) evaluated by two-layer DM and PMM models during D1.

List of tables

Tab. 1: Location of the climatic parameters used in studies dealing with transpiration evaluation in greenhouses.

Tab. 2: Results of studies comparing different transpiration models: slope of the regression line between experimental and numerical results and corresponding coefficient of determination (for each study, the best model is given in bold type)

Tab. 3: Correlation between the PM estimated and measured transpiration rate for different combinations of the climatic parameter location (slope of the linear regression and coefficient of determination) on D1.

Tab. 4: Correlations between measured and estimated transpiration rates with PM, DM and PMM for the three selected days.

Tab. 5: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with PMM and DM models (1 layer).

Tab. 6: Synthesis of the climatic parameters used to evaluate transpiration of the crop divided into two layers.

Tab. 7: Correlations between measured and evaluated transpiration with transpiration models applied to a crop with a two-layer approach.

Tab. 8: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with PMM and DM models (2 layers).

Tab. 9: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with 1-layer and 2-layer PMM models.

Tab. 10: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with 1-layer and 2-layer DM models.

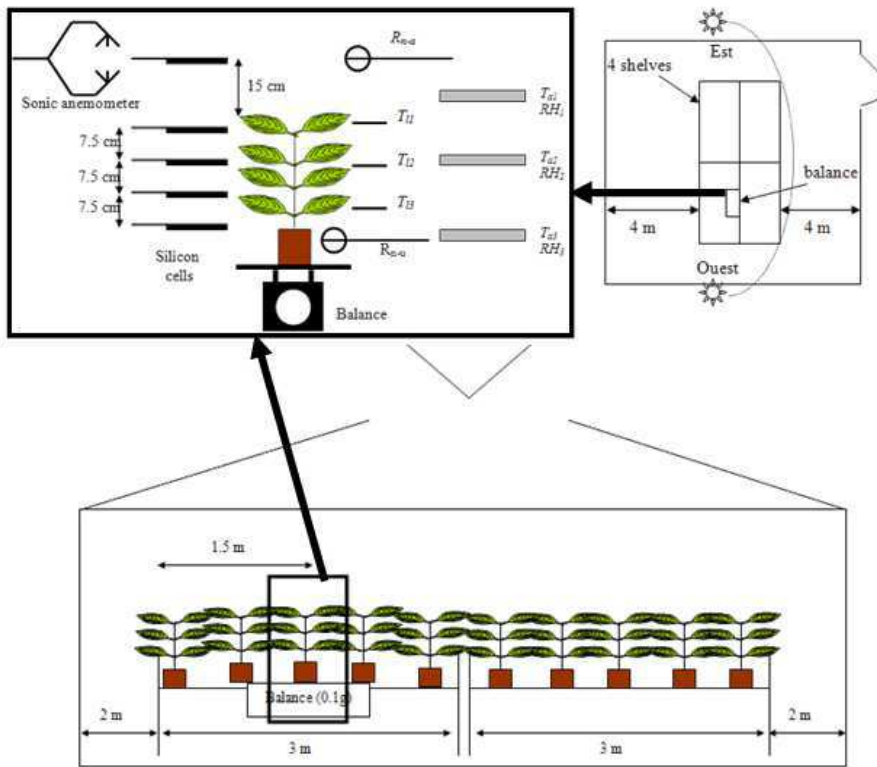


Fig. 1: Sketch of the experimental device.

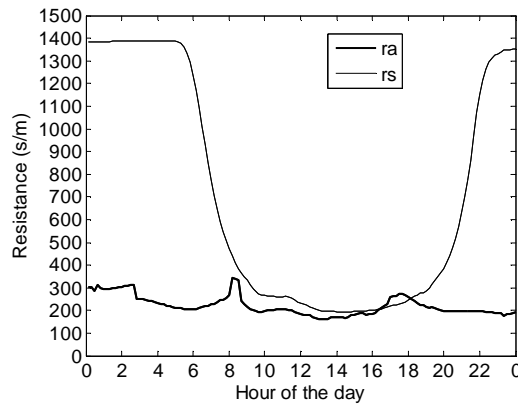
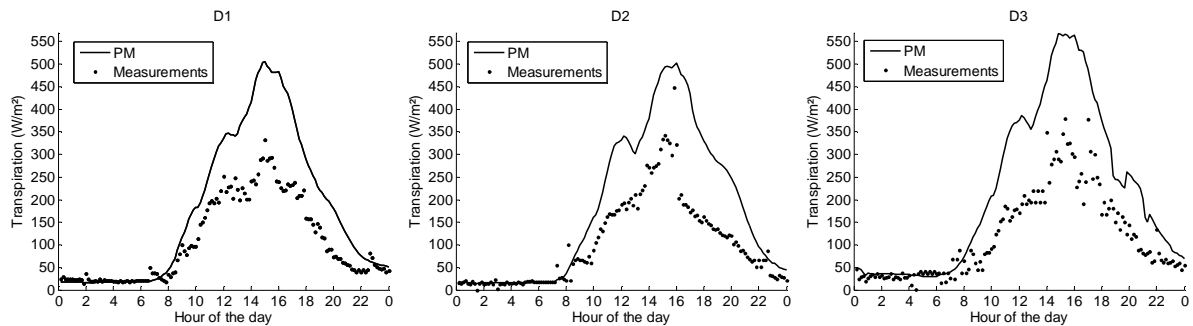


Fig. 2: Time evolution of aerodynamic and stomatal resistances (Day D1)



(a) (b) (c)

Fig. 3: Evolution over time of the transpiration for the three selected days: (a) D1, (b) D2, and (c) D3; comparison between measurements and PM model.

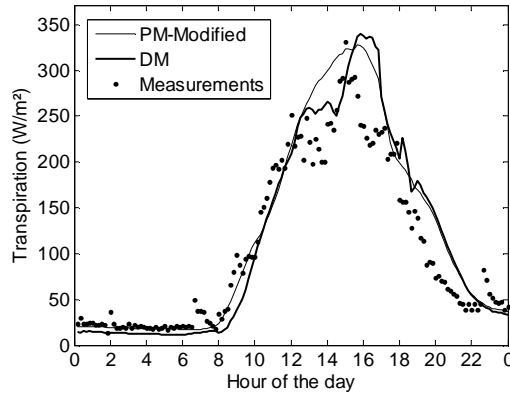


Fig. 4: Comparison between the evolutions over time of the transpiration evaluated by the DM and the PMM models with the measurements for day D1.

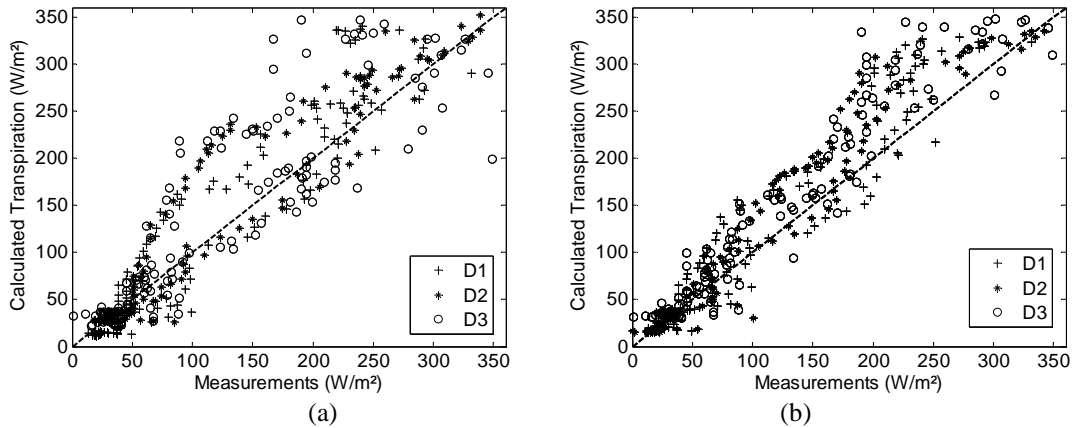


Fig. 5: Transpiration rates evaluated by DM (a) and PMM (b) models versus measurements.

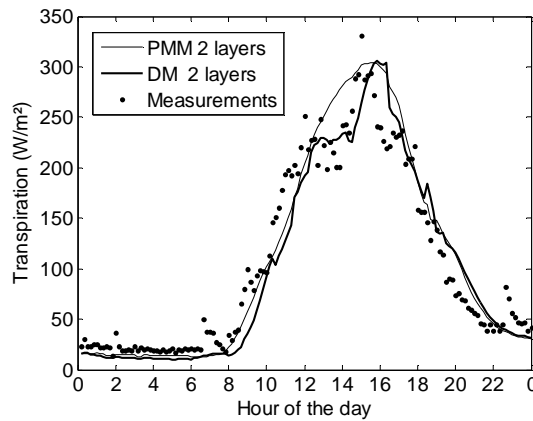


Fig. 6: Comparison between the evolutions over time of the transpiration evaluated by the two-layer DM and PMM models with the measurements for day D1.

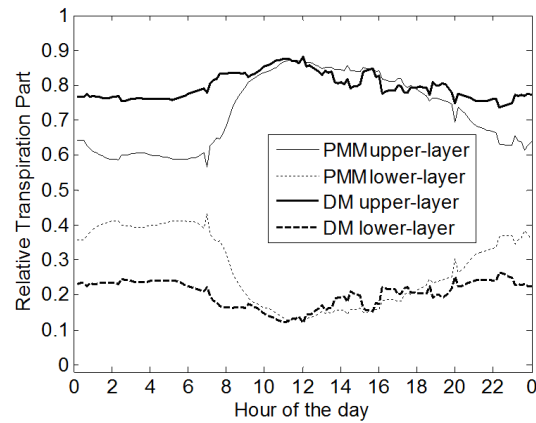


Fig. 7: Evolution over time of the transpiration contribution of each layer (proportion of the total transpiration) evaluated by two-layer DM and PMM models for day D1.

	Model	Exp/Num	Tl	Ta	RHa	Radiation	Air speed
Boulard et al., 1991	DM/PM	Exp	3 levels (4 thermocouples per level)	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside greenhouse	Inside greenhouse
Boulard et Jemaa, 1993	PM/SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside greenhouse	Not measured
Baille et al., 1994a	PM	Exp	Not measured	Above the crop	Above the crop	Rg above the crop	Not measured
Baille et al., 1994b	PM/SPM	Exp	Not measured	Above the crop	Above the crop	Rn Rg above the crop	Not measured
Yang, 1995	DM	Exp	Randomly distributed positions and averaged	Above and inside the crop	Above and inside the crop	PAR above the crop	Above and inside the crop
Lorenzo et al., 1998	SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside greenhouse	not measured
Rana et al., 1998	PM	Exp	Not measured	Above the crop	Above the crop	Rn above the crop	Above the crop
Denden et Lemeur, 1999	PM	Exp	By radiometers	Above the crop	Above the crop	Rn, Rg above the crop	Above the crop
Kittas et al., 2000	DM/PM	Exp	8 positions and averaged	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rn inside the greenhouse	Not measured
Leonardi et al., 2000	DM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside the greenhouse	Not measured
Katsoulas et al., 2001a	SPM/ DM	Exp	8 positions and averaged	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside the greenhouse	Not measured
Montero et al., 2001	SPM/DM	Exp	6 positions per each of 3 levels	Inside the greenhouse	Inside greenhouse	Rn, Rg above the crop	Not measured
Kirnak et al., 2002	PM	Exp	3 levels	Near the crop	Near the crop	Rn near the crop	Not measured
Boulard et Wang, 2002	DM	Exp & Num	Not measured	Inside the greenhouse (24 positions)	Inside greenhouse (24 positions)	Rg (32 positions)	Inside the greenhouse (24 positions)
Fatnassi et al., 2003	DM	Num	Yes, without further information	Above the crop	Above the crop	Rn above the crop	Not measured
Bartzanas et al, 2004	DM	Num	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside the greenhouse	Inside the greenhouse
Boulard et al., 2004	DM	Exp	3 leaves at the same height	Above and inside the crop	Above and inside the crop	Rg above the crop	Above the crop
Fatnassi et al., 2004	DM	Num	3 leaves at the same height	Above and inside the crop	Above and inside the crop	Rg, Rn above the crop	Above the crop
Medrano et al., 2004	SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside greenhouse	Rg inside the greenhouse	Not measured
Medrano et al., 2005	SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside greenhouse	Rg above the crop	Not measured
Fatnassi et al., 2006	DM	Exp	Not measured	not measured	not measured	Not measured	Not measured
Demrati et al., 2007	PM	Exp	3 levels	Above and inside the crop	Above and inside the crop	Rn above the crop	Above and inside the crop
Gasquez et al., 2008	SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside the greenhouse	Not measured
Medrano et al., 2008	SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside the greenhouse	Not measured
Colla et al., 2009	SPM	Exp	Not measured	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rg inside the greenhouse	Not measured
Majdoubi et al., 2009	DM	Exp & Num	Yes, without further information	Inside the greenhouse	Inside the greenhouse	Rn above the crop	Not measured
Kichah et al., 2012	DM	Num	3 levels	Above and inside the crop	Above and inside the crop	Above (Rn/Rg) and inside (PAR) the crop	Above the crop
Villareal-Guerrero et al., 2012	DM/PM	Exp	Crop solarimeter above the crop	Above and inside the crop	Above and inside the crop	Rg above the crop	Above the crop

Tab. 1: Location of the climatic parameters used in studies dealing with transpiration evaluation in greenhouses.

Author	Crop	Model	Slope	R ²
Kirnak et al., 2002	Red Sunset Maple (Summer)	Penman	0.96	0.58
		Penman-Monteith	1.03	0.70
		Stanghellini	0.80	0.65
		Fynn	0.73	0.64
Lopez-Cruz et al., 2008	Tomato (Spring)	Penman-Monteith	unknown	0.62
		Stanghellini	unknown	0.72
Prenger et al., 2002	Red Sunset Maple (Summer)	Penman	unknown	0.21
		Penman-Monteith	unknown	0.48
		Stanghellini	unknown	0.87
		Fynn	unknown	-0.85
		Stanghellini	0.92	0.88
Villarreal-Guerrero et al., 2012	Bell pepper (Summer + natural ventilation + fog)	Energy balanced equation	0.94	0.90
		Penman-Monteith	1.28	0.95
	Bell pepper (Summer + pad and fan)	Stanghellini	0.84	0.96
		Energy balanced equation	1.01	0.89
	Tomato (Fall + pad and fan)	Penman-Monteith	1.25	0.96
		Stanghellini	0.98	0.72
		Energy balanced equation	0.85	0.66
		Penman-Monteith	0.94	0.51
	Tomato (Spring + pad and fan)	Stanghellini	0.96	0.93
		Energy balanced equation	1.04	0.86
Penman-Monteith		1.04	0.90	
Tomato (Spring + natural ventilation)	Stanghellini	1.02	0.95	
	Energy balanced equation	0.96	0.88	
		Penman-Monteith	1.14	0.94

Tab. 2: Results of studies comparing different transpiration models: slope of the regression line between experimental and numerical results and corresponding coefficient of determination (for each study, the best model is given in bold type).

		T _{a1} & HR ₁	T _{a2} & HR ₂	T _{a3} & HR ₃
T ₁₁	slope	1.69	1.12	1.10
	R ²	0.97	0.92	0.90
T ₁₂	slope	1.75	1.07	1.02
	R ²	0.97	0.93	0.90
T ₁₃	slope	1.76	1.07	1.03
	R ²	0.96	0.92	0.90
T _{1-average}	slope	1.71	1.04	1.05
	R ²	0.96	0.92	0.90

Tab. 3: Correlation between the PM estimated and measured transpiration rate for different combinations of the climatic parameter location (slope of the linear regression and coefficient of determination) on D1.

Model	Day	Slope of linear regression	R ²	Model underestimation/overestimation (integrated values)
PM	D1	1.68	0.95	+62.7%
	D2	1.69	0.90	+73.3%
	D3	1.79	0.92	+78.4%
DM	D1	1.05	0.91	+7.8%
	D2	0.94	0.90	-4.8%
	D3	1.06	0.78	+11.1%
PMM	D1	1.14	0.93	+12.7%
	D2	1.12	0.92	+15.0%
	D3	1.13	0.91	+16.5%

Tab. 4: Correlations between measured and estimated transpiration rates with PM, DM and PMM for the three selected days.

Source	Sum of squares	Free degrees	Mean square	F ratio	Prob > F
ET model	25072.6	1	25072.6	19.0	0.82
Error	1138111.6	862	1320.3		
Total	1163184.3	863			

Tab. 5: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with PMM and DM models (1 layer).

	Upper layer	Lower layer
Within-canopy air characteristics	T_{a2} RH_2	T_{a3} RH_3
Leaf temperature	$(T_{l1} + T_{l2})/2$	$(T_{l2} + T_{l3})/2$
Radiation	R_{n-abs1} and $G(z_0)$	R_{n-abs2} and $G(z_0/2)$

Tab. 6: Synthesis of the climatic parameters used to evaluate transpiration of the crop divided into two layers.

Model	Day	Slope of linear regression	R ²	Integrated values throughout the day
DM (2 layers)	D1	0.98	0.92	-5%
	D2	0.87	0.90	-11.1%
	D3	0.94	0.82	-1.3%
PMM (2 layers)	D1	1.05	0.94	+2.3%
	D2	1.04	0.93	+5.5%
	D3	1.07	0.92	+8.1%

Tab. 7: Correlations between measured and evaluated transpiration with a two-layer approach.

Source	Sum of squares	Free degrees	Mean square	F ratio	Prob > F
ET model	88802.2	1	88802.2	82.3	0.91
Error	929817.1	862	1078.7		
Total	1018619.3	863			

Tab. 8: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with PMM and DM models (2 layers).

Source	Sum of squares	Free degrees	Mean square	F ratio	Prob > F
ET model	1092.3	1	1092.3	1.0	0.32
Error	909265.7	862	1054.8		
Total	910358.0	863			

Tab. 9: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with 1-layer and 2-layer PMM models.

Source	Sum of squares	Free degrees	Mean square	F ratio	Prob > F
ET model	29826.8	1	29826.8	22.2	0.83
Error	1158663.0	862	1344.2		
Total	1188489.8	863			

Tab. 10: Analysis of variance of the differences between measured and evaluated transpiration with 1-layer and 2-layer DM models.

Appendix A

The leaf aerodynamic resistance is the resistance to the water vapour and heat transfers induced by the boundary layer that develops along the leaf due to the air movement:

$$r_a = \frac{\rho_a \cdot c_p}{h_s}$$

where h_s is the heat exchange coefficient expressed as a function of the Nusselt number Nu according to the flat plate theory (Fig.). This method requires the characteristic dimension d (m) of the leaf, which is evaluated from the expressions suggested by Montero (2001):

$$d = \frac{2}{\frac{1}{l} + \frac{1}{w}}$$

where l and w are the length (m) and the width (m) of the leaf, respectively.

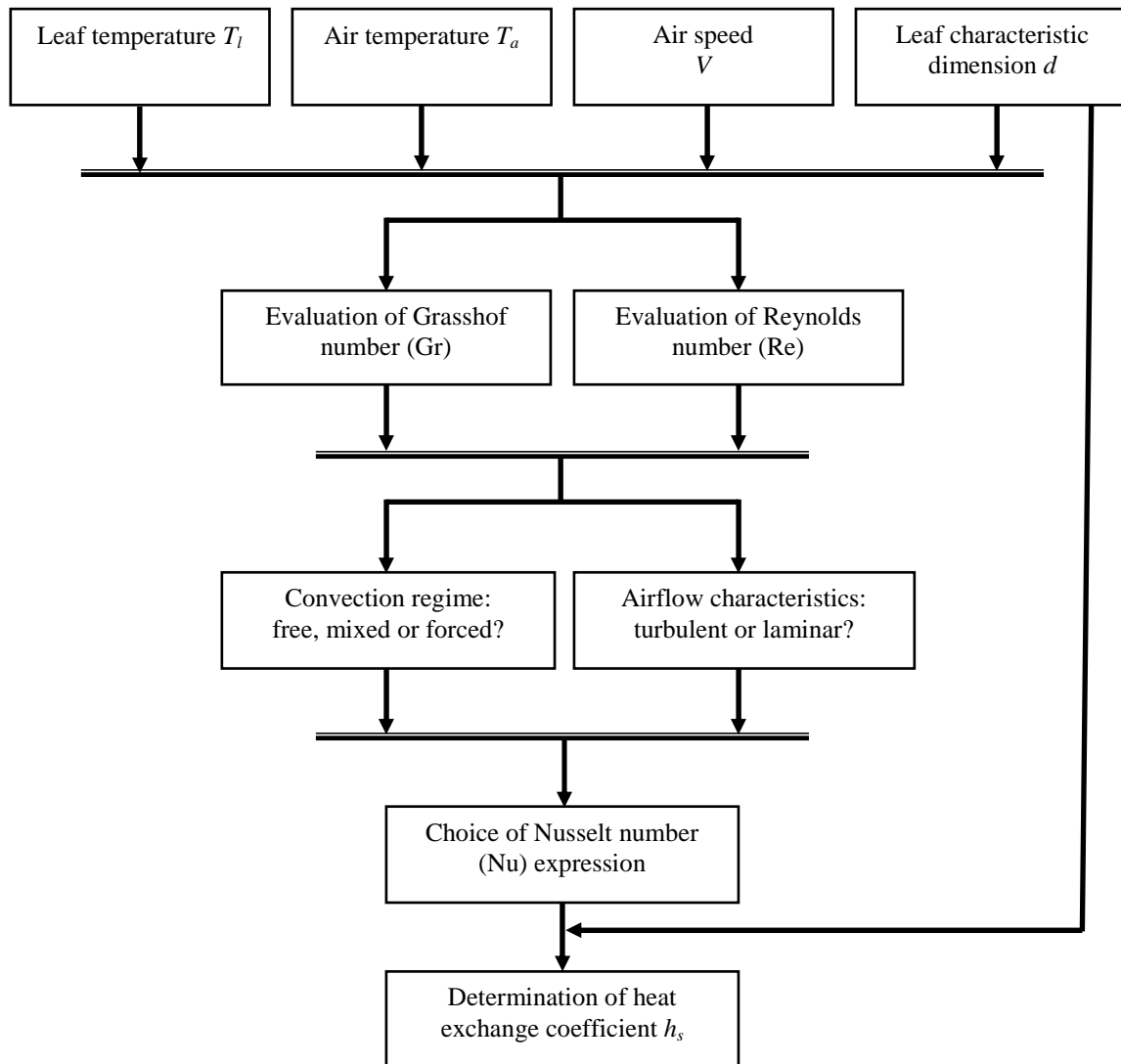


Fig. A.1: procedure to determine the heat exchange coefficient.

$$Nu = \frac{h_s \cdot d}{\lambda_a}$$

$$Re = \frac{\rho_a \cdot V \cdot d}{\mu_a}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d^3 \rho_a^2}{\mu_a^2}$$

where Nu is the Nusselt number, h_s ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$) is the heat exchange coefficient, d (m) is the characteristic dimension of the flat plate, λ_a ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$) is the air thermal conductivity, Re is the Reynolds number, ρ_a (kg m^{-3}) is the air density, V (m s^{-1}) is the air speed, μ_a (Pa s) is the air dynamic viscosity, g (m s^{-2}) is the acceleration of gravity, β (K^{-1}) is the volumetric thermal expansion coefficient and ΔT (K) is the temperature difference between the flat plate and the air.

Free $Re^2 \ll Gr$	Laminar $10^4 < Gr < 10^9$	$Nu = 0.54 \cdot Gr^{1/4}$
	Turbulent $10^9 < Gr < 10^{12}$	$Nu = 0.12 \cdot Gr^{1/3}$
Mixed $Re^2 \approx Gr$	Laminar $10^3 < Gr < 10^9$	$Nu = 0.68 \cdot \left(Re^{3/2} + Gr^{3/4} \right)^{1/3}$
	Turbulent $10^9 < Gr < 10^{12}$	$Nu = 0.03 \cdot \left(Re^{12/5} + 12.1 \cdot Gr \right)^{1/3}$
Forced $Re^2 \gg Gr$	Laminar $Re < 3 \cdot 10^5$	$Nu = 0.56 \cdot Re^{1/2}$
	Turbulent $Re > 5 \cdot 10^5$	$Nu = 0.03 \cdot Re^{4/5}$

Tab. A.1: Expressions of the Nusselt number for the flat plate

Bibliography

- Baille, M., Baille, A., Delmon, D., 1994a. Microclimate and transpiration of greenhouse rose crops. *Agricultural and Forest Meteorology* 71, 83-97.
- Baille, M., Baille, A., Laury, J.C., 1994b. A simplified model for predicting evapotranspiration rate of 9 ornamental species vs climate factor and leaf area. *Sci. Hortic. Amsterdam* 59, 217-232.
- Bartzanas, T., Boulard, T., Kittas, C., 2004. Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering* 88, 479-490.
- Boulard, T., Baille, A., Mermier, M., Villette, F., 1991. Mesures et modélisation de la résistance stomatique foliaire et de la transpiration d'un couvert de tomates de serre. *Agronomie* 11, 259-274.

- Boulard, T., Fatnassi, H., Roy, J.C., Lagier, J., Fargues, J., Smits, N., Rougier, M., Jeannequin, B., 2004. Effect of greenhouse ventilation on humidity of inside air and in leaf boundary-layer. *Agricultural and Forest Meteorology* 125, 225-239.
- Boulard, T., Jemaa, R., 1993. Greenhouse tomato crop transpiration model application to irrigation control. *Acta Horticulturae* 335, 381-388.
- Boulard, T., Wang, S., 2002. Radiative and convective heterogeneity in a plastic tunnel: consequences on crop transpiration. *Plasticulture* 121, 23-35.
- Colla, G., Roupahel, Y., Cardarelli, M., Rinaldi, S., Rea, E., 2009. Water use efficiency and transpiration of greenhouse geranium crop. *Acta Horticulturae* 807, 271-276.
- Demrati, H., Boulard, T., Fatnassi, H., Bekkaoui, A., Majdoubi, H., Elattir, H., Bouriden, L., 2007. Microclimate and transpiration of a greenhouse banana crop. *Biosystems Engineering* 98, 66-78.
- Fatnassi, H., 2001. Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filets anti-insectes. Université IBN ZOHR. Maroc, Maroc.
- Fatnassi, H., Boulard, T., Bouriden, L., 2003. Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens. *Agricultural and Forest Meteorology* 118, 97-111.
- Fatnassi, H., Boulard, T., Lagier, J., 2004. Simple indirect estimation of ventilation and crop transpiration rates in a greenhouse. *Biosystems Engineering* 88, 467-478.
- Fatnassi, H., Boulard, T., Poncet, C., Chave, M., 2006. Optimisation of greenhouse insect screening with computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering* 93, 301-312.
- Fynn, R.P., Al Shooshan, A., Short, T.H., McMahon, R.W., 1993. Evapotranspiration measurements and modeling for a potted chrysanthemum crop. *Transaction of the ASAE* 36, 1907-1913.
- Gazquez, J.C., Lopez, J.C., Baeza, E., Perez-Parra, J.J., Fernandez, M.D., Baille, A., Gonzalez-Real, M., 2008. Effects of Vapour Pressure Deficit and Radiation on the Transpiration Rate of a Greenhouse Sweet Pepper Crop. *Proceedings of the International Workshop on Greenhouse Environmental Control and Crop Production in Semi-Arid Regions*, 259-265.

- Katsoulas, N., Baille, A., Kittas, C., 2001a. Effect of misting on transpiration and conductances of a greenhouse rose canopy. *Agricultural and Forest Meteorology* 106, 233-247.
- Katsoulas, N., Kittas, C., Baille, A., 2001b. Estimating transpiration rate and canopy resistance of a rose crop in a fan-ventilated greenhouse. *Proceedings of the International Symposium on Growing Media and Hydroponics*, 303-309.
- Kichah, A., Bournet, P.E., Migeon, C., Boulard, T., 2012. Measurement and CFD simulation of microclimate characteristics and transpiration of an Impatiens pot plant crop in a greenhouse. *Biosystems Engineering* 112, 22-34.
- Kirnak, H., Hansen, R., Keener, H., Short, T., 2002. An evaluation of physically based and empirically determined evapotranspiration models for nursery plants. *Turkish journal of agriculture and forestry* 26, 355-362.
- Kittas, C., Katsoulas, N., Baille, A., 2000. Influence of misting on the diurnal hysteresis of canopy transpiration rate and conductance in a rose greenhouse. *Proceedings of the International Conference and British-Israeli Workshop on Greenhouse Techniques Towards the 3rd Millennium*, 155-161.
- Leonardi, C., Baille, A., Guichard, S., 2000. Predicting transpiration of shaded and non-shaded tomato fruits under greenhouse environments. *Sci. Hortic.* 84, 297-307.
- Lopez-Cruz, I.L., Olivera-Lopez, M., Herrera-Ruiz, G., 2008. Simulation of Greenhouse Tomato Crop Transpiration by Two Theoretical Models. *Proceedings of the International Workshop on Greenhouse Environmental Control and Crop Production in Semi-Arid Regions*, 145-150.
- Lorenzo, P., Medrano, E., Sanchez-Guerrero, M.C., 1998. Greenhouse crop transpiration: An implement to soilless irrigation management, In: Carpena, E.M. (Ed.), *International Symposium on Water Quality and Quantity in Greenhouse Horticulture*, pp. 113-119.
- Majdoubi, H., Boulard, T., Fatnassi, H., Bouirden, L., 2009. Airflow and microclimate patterns in a one-hectare Canary type greenhouse: An experimental and CFD assisted study. *Agricultural and Forest Meteorology* 149, 1050-1062.
- Medrano, E., Alonso, F.J., Cruz Sanchez-Guerrero, M., Lorenzo, P., 2008. Incorporation of a Model to Predict Crop Transpiration in a Commercial Irrigation Equipment as a Control Method for Water Supply to Soilless Horticultural Crops. *Proceedings of the International*

- Symposium on High Technology for Greenhouse System Management, Vols 1 and 2, 1325-1330.
- Medrano, E., Lorenzo, P., Sanchez-Guerrero, M.C., Garcia, M.L., Caparros, I., Gimenez, M., 2004. Influence of an external greenhouse mobile shading on tomato crop transpiration. Proceedings of the VIIth International Symposium on Protected Cultivation in Mild Winter Climates: Production, Pest Management and Global Competition, Vols 1 and 2, 195-199.
- Medrano, E., Lorenzo, P., Sanchez-Guerrero, M.C., Montero, J.I., 2005. Evaluation and modelling of greenhouse cucumber-crop transpiration under high and low radiation conditions. *Sci. Hortic. Amsterdam* 105, 163-175.
- Monteith, J.L., Unsworth, M.H., 1990. *Principles of Environmental Physics*, Edward Arnold ed.
- Montero, J.I., Anton, A., Munoz, P., Lorenzo, P., 2001. Transpiration from geranium grown under high temperatures and low humidities in greenhouses. *Agricultural and Forest Meteorology* 107, 323-332.
- Penman, H.L., 1948. Natural evaporation from open water, bare soil and grass. In *Proceedings of the Royal Society, London*.
- Prenger, J.J., Fynn, R.P., Hansen, R.C., 2002. A comparison of four evapotranspiration models in a greenhouse environment. *Transactions of the Asae* 45, 1779-1788.
- Rana, G., Katerji, N., Mastrorilli, M., 1998. Canopy resistance modelling for crop in contrasting water conditions. *Physics and Chemistry of the Earth* 23, 433-438.
- Stanghellini, C., 1987. *Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management*. Agricultural University, Wageningen.
- Villarreal-Guerrero, F., Kacira, M., Fitz-Rodriguez, E., Linker, R., Kubota, C., Giacomelli, G.A., Arbel, A., 2012. Simulated performance of a greenhouse cooling control strategy with natural ventilation and fog cooling. *Biosystems Engineering* 111, 217-228.
- Yang, X.S., 1995. Greenhouse micrometeorology and estimation of heat and water-vapor fluxes. *J. Agric. Eng. Res.* 61, 227-237.

Chapitre 7. Résultats des simulations numériques

I. Mise en œuvre

1. Choix des modèles

Selon les étapes de modélisation, tous les sous-modèles simulant les mécanismes physiques interagissant dans l'élaboration du climat sous serre ne sont pas nécessairement activés. Les opérations de calcul réalisées dans le cas le plus général sont présentées sur la figure 70 et les modèles activés pour chaque configuration seront rappelés en introduction de chacune des étapes de modélisation présentées. Les paramètres requis pour les simulations sont dans un premier temps présentés ici et ne seront précisés dans la suite du document que s'ils sont modifiés :

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement est résolue avec le modèle de turbulence k- ϵ standard utilisé avec une loi de paroi. Les constantes utilisées pour le modèle k- ϵ ont été données dans la partie « formalisation mathématique ».

- L'équation de l'énergie est systématiquement résolue. Elle ne requiert aucun paramètre particulier.

- L'ETR (Equation de transferts radiatifs) est résolue toutes les 10 itérations en utilisant le modèle DO (Discrete Ordinates). Ce choix de ce nombre d'itérations permet de réduire le temps de calcul. Deux gammes de longueur d'onde sont définies : les courtes longueurs d'ondes [0.1-3 μ m[correspondant au rayonnement solaire et les grandes longueurs d'ondes [3-100 μ m] correspondant au rayonnement atmosphérique. Il est nécessaire de définir une discrétisation angulaire sur laquelle sera basée la résolution de l'ETR. La valeur à utiliser pour ce paramètre fera l'objet d'un développement dans ce chapitre.

- Enfin, aucun paramètre particulier n'est requis pour la résolution de l'équation de transport d'espèce (vapeur d'eau).

2. Propriétés des matériaux

Afin de mener à bien les simulations il est nécessaire de définir les différents matériaux qui constituent la serre ainsi que leurs différentes propriétés. Comme expliqué dans le chapitre 4, le sol est constitué de béton, la couverture de la serre est en verre et les tablettes sur lesquelles sont cultivées les plantes sont en aluminium. Enfin, le fluide utilisé est considéré comme étant un mélange d'air et de vapeur d'eau.

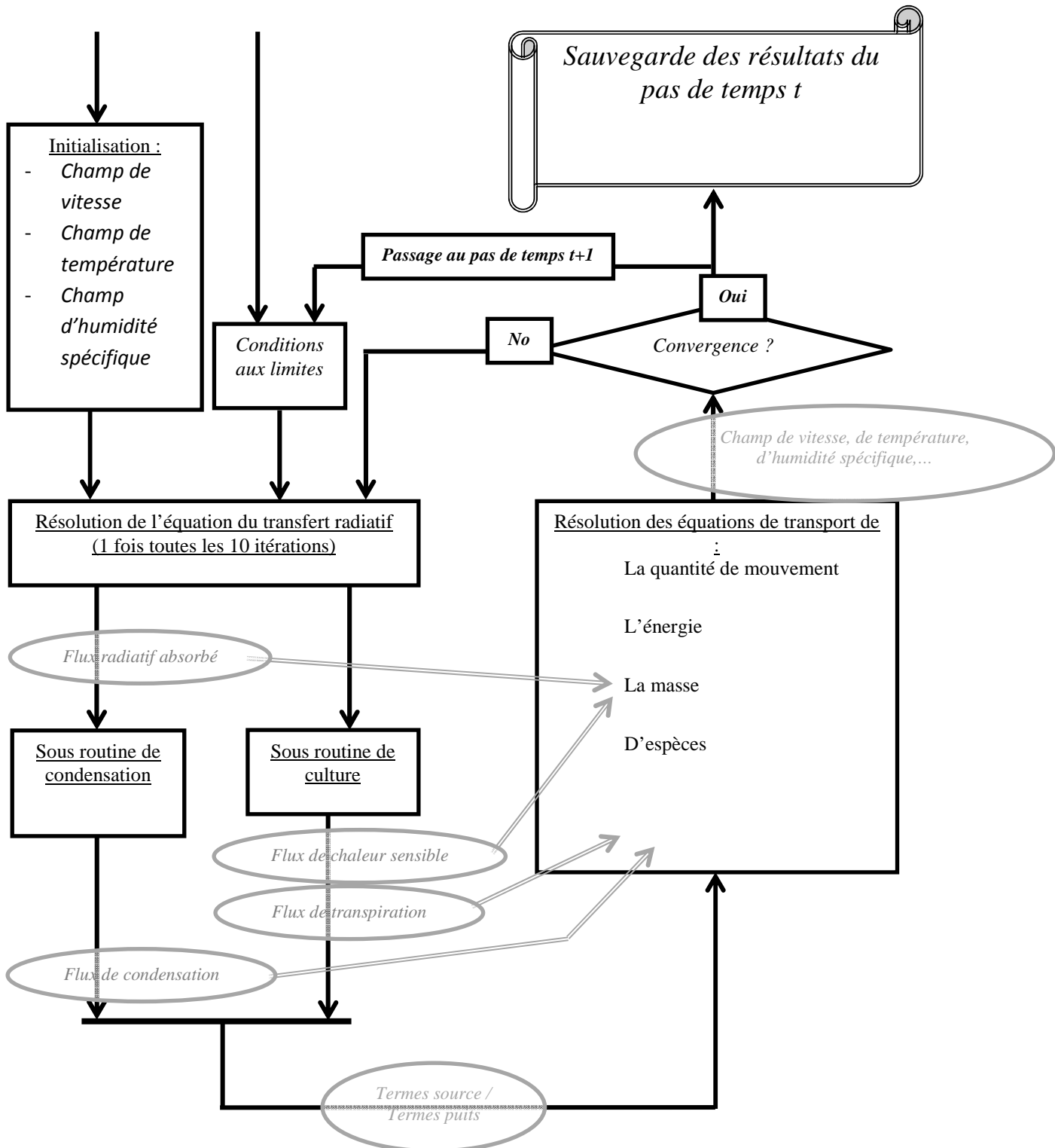


Figure 70 : Opérations de calcul réalisées par l'outil numérique

Les propriétés physiques et optiques de ces matériaux sont renseignées dans le Tableau 11. Seules les propriétés optiques des matériaux semi-transparents sont nécessaires, les autres propriétés optiques des autres matériaux sont prises en compte dans la définition de l'émissivité dans le choix des conditions limites. Ainsi le coefficient d'absorption et l'indice de réfraction du béton et de l'aluminium n'ont pas besoin d'être renseignés. On notera que la chaleur spécifique de la vapeur d'eau est calculée par le logiciel à l'aide d'une fonction polynomiale de la température :

$$C_p = 1563 + 1.6 \cdot T - 2.9 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 3.2 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 1.15 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 \quad (74)$$

Les propriétés physiques du béton sont relativement variables selon le type de béton. Ne connaissant pas précisément le type de béton constituant le sol de la serre, un des enjeux des simulations numériques est l'identification de ces propriétés. Comme expliqué dans la partie « formalisation mathématique », la propriété qui caractérise les transferts thermiques par conduction dans le sol est la diffusivité thermique $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p}$. La masse volumique et la capacité calorifique retenue sont donc celles indiquées dans le tableau 11. Quant à la conductivité thermique, la valeur indiquée est celle déduite des mesures et simulation via une méthode détaillée dans ce chapitre.

	<i>Masse Volumique :</i> ρ (kg.m ⁻³)	<i>Capacité calorifique :</i> C_p (J.K ⁻¹ .kg ⁻¹)	<i>Conductivité thermique :</i> λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	<i>Coefficient d'absorption (Courte longueur d'onde) :</i> κ (m ⁻¹)	<i>Coefficient d'absorption (Grande longueur d'onde) :</i> κ (m ⁻¹)	<i>Indice de réfraction (sans unité) :</i> N
<i>Verre</i>	2500	800	1.15	30	10000	1.4
<i>Béton</i>	2300	880	3.76	-	-	-
<i>Aluminium</i>	2719	871	202.4	-	-	-
<i>Air</i>	1.22	1006	0.0242	0	0	1
<i>Vapeur d'eau</i>	0.554	f(T) (cf. Eq 74)	0.0261	0.54	0.54	1

Tableau 11 : Propriétés physiques et optiques des matériaux.

Les propriétés physiques du mélange air-vapeur d'eau sont calculées par le logiciel Fluent en fonction de sa composition. En ce qui concerne les propriétés optiques, le coefficient d'absorption est égal à la somme des coefficients d'absorption de chaque constituant du mélange pondéré par des facteurs fonction de la constitution du mélange (Fluent 2012). L'air représentant une très grande proportion du mélange et le coefficient d'absorption de la vapeur d'eau étant faible, le mélange air-vapeur d'eau sera presque totalement transparent.

Les propriétés optiques du mélange air-vapeur d'eau seront modifiées pour le volume correspondant au couvert végétal afin de prendre en compte la décroissance du rayonnement dans le végétal. L'identification du coefficient d'absorption à considérer fait également l'objet d'un développement de ce chapitre.

3. Méthodes de résolution et critères de convergence

Les paramètres utilisés dans Fluent pour la résolution du problème en régime instationnaire sont consignés dans les Tableaux 12 et 13:

<i>Grandeur</i>	<i>Facteur de sous relaxation</i>
Pression	0.3
Densité	1
Force volumique	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie cinétique turbulente k	0.7
Dissipation visqueuse Epsilon	0.7
Viscosité turbulente	0.7
DO	1
Energie	0.8
H ₂ O	1

Tableau 12 : Facteurs de sous relaxation.

<i>Equation</i>	<i>Critère</i>
Continuité	10 ⁻³
Vitesse	10 ⁻⁴
Energie cinétique turbulente k	10 ⁻⁵
Dissipation visqueuse Epsilon	10 ⁻⁵
DO	10 ⁻⁶
Energie	10 ⁻⁷
H ₂ O	10 ⁻⁵

Tableau 13 : Critère de convergence sur les résidus.

4. Etapes de simulation

Les simulations numériques présentées dans la suite de ce chapitre sont organisées de la manière suivante :

- Dans une première partie, deux étapes préliminaires sont abordées :
 - La première étape préliminaire concerne la validation de la capacité du logiciel de simulation numérique à restituer les transferts thermiques dans le sol. Cette première étape préliminaire permet en outre d'estimer la profondeur de sol qu'il est nécessaire de considérer dans la géométrie, de déterminer la valeur de la conductivité thermique du sol ainsi que les conditions initiales à considérer.
 - La seconde étape préliminaire concerne l'étude des transferts radiatifs et l'extinction du rayonnement dans le couvert végétal. Elle permet premièrement de valider la capacité du logiciel de simulation à simuler l'extinction du rayonnement, d'étudier la variation de l'extinction du rayonnement au cours de la journée en fonction donc de la position du soleil ainsi que de déterminer la valeur des paramètres à renseigner pour le paramétrage de la résolution de l'ETR.
- Dans une seconde partie, des simulations appliquées à des cas de nuit en période hivernale (et donc en présence de chauffage) sont présentées. L'étude de ce type de situation a fait jusqu'à présent l'objet de relativement peu de travaux numériques (Montero et al., 2005, Piscia et al., 2012). Un élément novateur de la présente étude est la prise en compte la modélisation de la condensation via un sous modèle adapté.
- Une troisième partie présente les résultats de simulations numériques du climat au voisinage du végétal et de son évolution au cours d'une journée à la fin du printemps. Cette partie intègre les développements et résultats des deux étapes préliminaires. En particulier, l'ETR est résolue dans le couvert végétal en considérant des propriétés optiques pour ce milieu différentes de celles de l'air. Le rayonnement absorbé par le végétal n'est alors plus évalué dans le sous modèle de culture via une loi de décroissance en utilisant le rayonnement à la limite supérieure du végétal comme cela se faisait jusqu'alors (Boulard et Wang, 2002, Bartzanas et al, 2004, Fatnassi et al., 2006...). Le rayonnement absorbé par le végétal et utilisé dans la routine modélisant l'activité du végétal est désormais déterminé par résolution de l'ETR dans chaque maille du végétal.

Les deux parties pré-citées : l'application à un cas de nuit en période hivernale et l'application à un cas de jour au printemps feront l'objet de bilans thermiques et hydriques dans une dernière partie de ce chapitre.

II. Simulations préliminaires : conduction dans le sol et échanges radiatifs dans le couvert végétal

1. Objectifs

Modéliser les transferts de chaleur dans le sol n'est pas indispensable si on travaille sur de courtes durées (de l'ordre de l'heure). En revanche pour des travaux réalisés à l'échelle de la journée, il est indispensable de considérer l'effet stockage-restitution de chaleur. Cette propension à emmagasiner de la chaleur et à la restituer dépend de la capacité calorifique du sol : plus elle sera élevée plus la capacité de stockage de chaleur sera importante.

Il est fréquent qu'en demi-saison (début de printemps et automne), l'énergie captée par la serre en journée soit trop importante si bien qu'il est nécessaire de ventiler la serre pour dissiper le surplus d'énergie (au risque sinon d'endommager les cultures). Inversement pour la nuit, quand les températures sont trop faibles, le recours à divers systèmes de chauffage est alors nécessaire. Cette situation assez paradoxale met en lumière les économies d'énergie qui pourraient être réalisées grâce à une meilleure gestion de l'énergie stockée le jour dans le sol.

Les études de CFD considérant le couplage entre le sol et le climat de la serre sont peu nombreuses. Nebbali (2008) a proposé les premiers travaux incluant l'impact du phénomène de stockage-restitution sous serre.

Une approche instationnaire nécessite aussi la prise en compte de la course du soleil et donc de la variation de l'aspect directionnel du rayonnement solaire direct au cours de la journée. Ceci a une incidence sur la part du rayonnement atteignant le sol - et donc sur la quantité d'énergie stockée dans le sol pendant la journée - mais aussi sur la part de rayonnement absorbée par le végétal. En effet, l'atténuation du rayonnement dans un milieu semi-transparent dépend de la longueur du chemin parcouru par un rayon lumineux dans ce milieu. Cette variation doit être prise en compte.

Comme nous l'avons indiqué dans la partie « démarche et méthode », les différents mécanismes physiques qui coexistent sous serre sont fortement couplés si bien qu'il est complexe de modéliser et valider l'impact des transferts thermiques dans le sol ou celui des transferts radiatifs dans le couvert végétal en les considérant indépendamment de l'impact des

autres mécanismes physiques. On se propose donc dans une première étape de mener des simulations dans des configurations simplifiées pour ensuite augmenter le degré de complexité et à terme intégrer dans le modèle l'ensemble des mécanismes physiques.

On se propose donc dans cette partie préliminaire de modéliser les transferts thermiques dans un sol en béton en régime instationnaire et de comparer les résultats aux solutions analytiques ainsi que de simuler la décroissance du rayonnement dans un couvert végétal.

2. Transferts thermiques dans le sol

2.1. La géométrie

Le domaine de calcul choisi mesure 9.8 m de large pour une hauteur de 2 m. Le maillage est régulier dans la largeur et comporte 49 mailles de 0.2 m (Figure 71). La hauteur est divisée en 30 mailles plus resserrées au niveau de la surface où les plus forts gradients sont susceptibles de survenir que dans les couches profondes. La géométrie est donc en 2 dimensions bien que les transferts considérés sont unidimensionnels. Cette géométrie en 2 dimensions est retenue pour trois raisons principales :

- L'exploration des données expérimentales indique des variations d'amplitudes différentes sous et en dehors des tablettes, ce qui devrait a priori nous amener à considérer des conditions initiales variables dans un plan horizontal.
- D'après les mesures, le flux conductif horizontal est négligeable en comparaison du flux vertical mais il est intéressant de le vérifier avec les simulations numériques.
- Enfin dans un souci de continuité dans les simulations numériques, il semblait plus pertinent de commencer d'entrée de jeu avec une géométrie qui correspond à la géométrie du compartiment de serre (d'où les 9.8 m de largeur choisis).

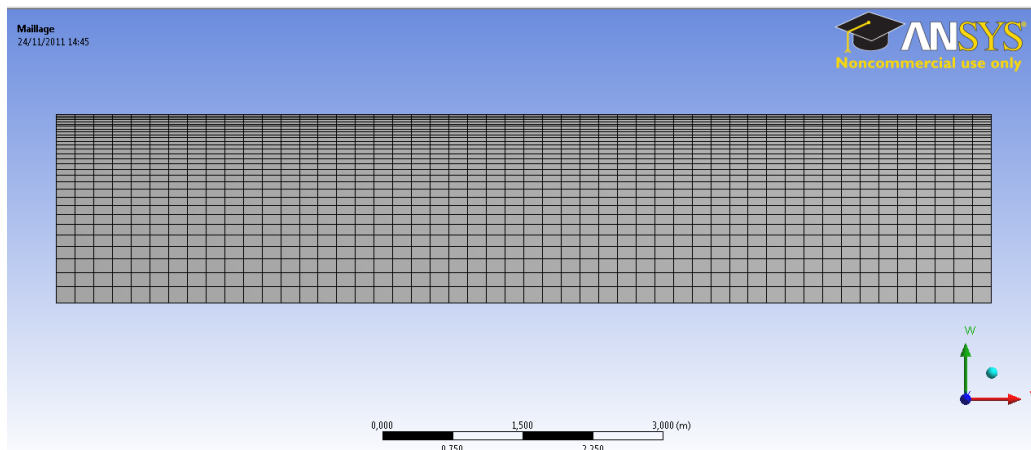


Figure 71 : Géométrie considérée pour la modélisation des transferts thermiques dans le sol.

2.2. Validation avec des solutions analytiques

2.2.a) Conditions limites et paramètres de simulation

Des conditions limites adiabatiques sont imposées sur les deux limites latérales et sur la limite inférieure du domaine de calcul. A la limite supérieure, puisqu'on peut considérer que le sol est soumis à différentes sollicitations thermiques (flux convectif ou température imposée et flux radiatif), trois types de conditions aux limites sont envisagés :

- une température constante,
- une température variant de manière sinusoïdale en fonction du temps,
- un flux de chaleur variant de manière sinusoïdale en fonction du temps.

Le problème est donc finalement, pour cette première étape, monodimensionnel. La température est la même pour tous les points situés à une profondeur donnée.

Pour chacune des situations, trois points ont été choisis respectivement à 3.5, 12.5 et 25 cm de profondeur et l'évolution temporelle de la température à ces points a été comparée aux solutions analytiques. Dans tous les cas, le sol est initialement à une température de 270K sur toute la profondeur.

Les caractéristiques thermiques retenues pour le béton sont les suivantes :

- masse volumique : $\rho_s = 2300 \text{kg.m}^{-3}$
- conductivité thermique : $\lambda_s = 3.76 \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

- capacité thermique : $C_{ps} = 880 J.kg^{-1}.K^{-1}$

La diffusivité thermique est donc $a = \frac{\lambda_s}{\rho_s C_{ps}} = 1.87 \cdot 10^{-6} m^2.s^{-1} = 6.68 \cdot 10^{-3} m^2.h^{-1}$.

Le pas de temps utilisé pour les simulations numériques est de 6 minutes et la simulation est menée sur 24h, soit 240 pas de temps.

2.2.b) Température constante

A l'instant initial, l'ensemble du domaine de calcul est à la température de $T_i = 270K$ et la température $T_0 = 300K$ est appliquée à la surface supérieure du domaine de calcul.

Après 24^oheures, le signal imposé à la limite supérieure n'a quasiment pas affecté le milieu au delà de 0.5 m (Figure 72).

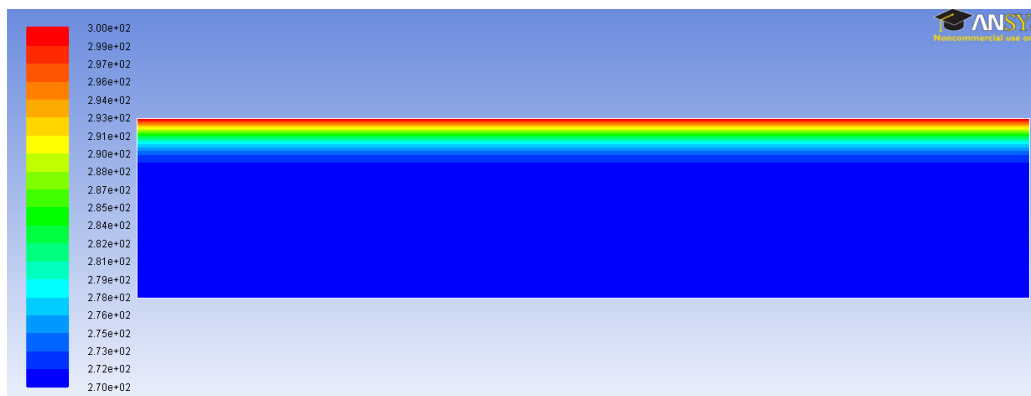


Figure 72 : Cartographie des températures après 24h.

L'évolution simulée de la température aux 3 points choisis se superpose parfaitement à la solution analytique (Figure 73):

$$T(z,t) = T_i + (T_0 - T_i) \times \text{erf}\left(\frac{z}{2 \cdot \sqrt{a \cdot t}}\right) \quad (75)$$

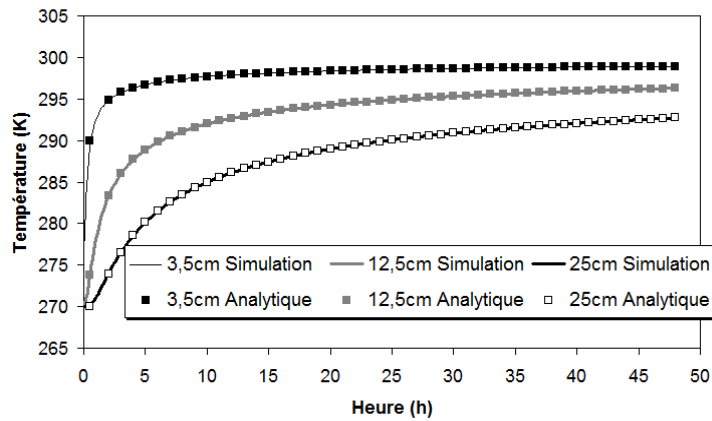


Figure 73 : Evolution temporelle de la température d'un sol dont la surface est soumise à une température constante.

2.2.c) Température sinusoïdale et flux sinusoïdal

La température imposée à la limite supérieure est désormais : $T_e = T_0 + \alpha_0 \cdot \cos(\omega_0 \cdot t)$

Avec $T_0 = 290\text{ K}$ et $\alpha_0 = 10\text{ K}$

La solution analytique pour cette configuration est :

$$T(z,t) = T_i + (T_0 - T_i) \times \operatorname{erf}\left(\frac{z}{2 \cdot \sqrt{a \cdot t}}\right) + \alpha_0 \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z\right) \cdot \cos\left(\omega_0 \cdot t - \sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z\right) \quad (76)$$

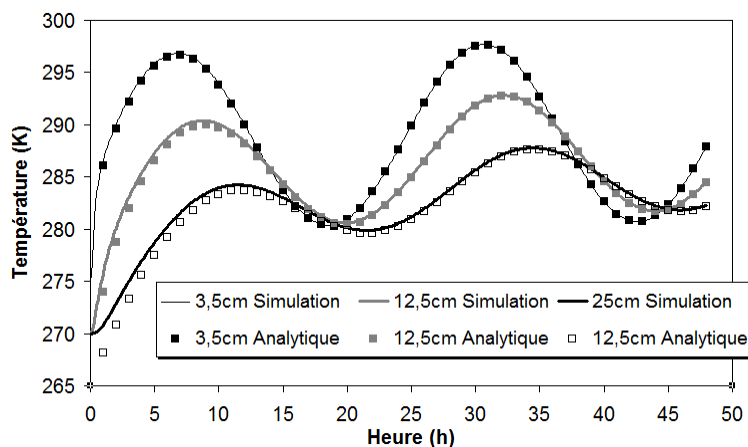


Figure 74 : Evolution temporelle de la température d'un sol dont la surface est soumise à une température sinusoïdale.

2.2.d) Flux sinusoïdal

Pour cette configuration, le flux de chaleur imposé à la limite supérieure est :

$$\varphi_e = \varphi_0 \cdot (1 + \cos(\omega_0 \cdot t))$$

Avec $\varphi_0 = 30 \text{ W.m}^{-2}$

La solution analytique s'écrit dans ce cas :

$$T(z,t) = T_0 + \frac{2 \cdot \varphi_0 \sqrt{t}}{\sqrt{\lambda \rho c_p}} \int_{\frac{z}{2\sqrt{a \cdot t}}}^{\infty} \text{erfc}(u) \cdot du + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sqrt{\frac{a}{\omega_0}} \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z\right) \cdot \cos\left(\omega_0 \cdot t - \sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} \cdot z - \frac{\pi}{4}\right) \quad (77)$$

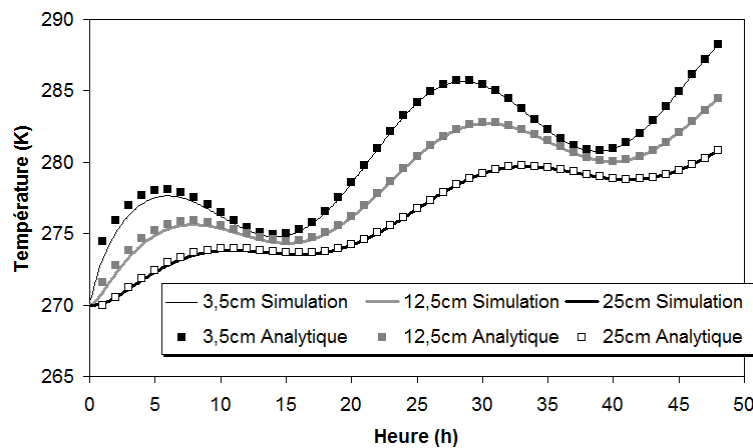


Figure 75 : Evolution temporelle de la température d'un sol dont la surface est soumise à un flux sinusoïdal.

Pour les 3 configurations, les simulations (Figures 73 à 75) restituent très fidèlement les variations de température prédites par les solutions analytiques.

Il s'agit à présent d'utiliser les données expérimentales pour identifier la conductivité thermique du sol.

2.3. Identification de la conductivité thermique.

Afin d'identifier la valeur de la conductivité thermique nous proposons d'utiliser deux méthodes et de vérifier qu'elles sont convergentes :

- La première consiste à comparer les solutions analytiques avec les mesures de la température en profondeur dans le sol (campagne printemps 2010).

- La seconde consiste à comparer la valeur du flux mesurée par les fluxmètres à la surface du sol avec la valeur estimée de ce flux à l'aide des mesures de température en profondeur (campagne hiver 2011).

2.3.a) Mesures de la campagne du printemps 2010

La température mesurée à la surface du sol lors des campagnes de mesures du printemps 2010 est utilisée pour modéliser une condition à la limite supérieure du domaine sous la forme $T_e = T_o + \alpha_o \cdot \sin(\omega_o \cdot t)$. La difficulté est que la température mesurée à la surface du sol sous les tablettes ne suit pas la même évolution que celle mesurée en dehors des tablettes.

En supposant que le sol est soumis à une condition de température imposée à sa limite supérieure, la distribution de température, en régime permanent, suit la fonction :

$$T(z,t) = T_o + \alpha_o \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_o}{2a}} \cdot z\right) \cdot \cos\left(\omega_o \cdot t - \sqrt{\frac{\omega_o}{2a}} \cdot z\right) \quad (78)$$

En utilisant les mesures de température sous les tablettes, endroit où le sol n'est jamais soumis au rayonnement solaire direct et donc où l'hypothèse de température imposée à la limite supérieure est a priori valide, on évalue les valeurs de T_o , de $\alpha_o \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_o}{2a}} \cdot z\right)$ et du

déphasage $-\sqrt{\frac{\omega_o}{2a}} \cdot z$ (Tableau 14) :

	1 cm	3 cm	7 cm
T_o	295.6	295.69	295.68
$-\sqrt{\frac{\omega_o}{2a}} \cdot z$	0	-0.06	-0.26
$\alpha_o \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega_o}{2a}} \cdot z\right)$	-1.75	-1.51	-1.33

Tableau 14 : Modélisation de la température dans le sol.

On en déduit deux valeurs de $\sqrt{\frac{\omega_0}{2a}}$: 4.37 et 4.43. La diffusivité thermique est déduite à partir de la valeur moyenne et en utilisant $\omega_0 = \frac{2\pi}{T_{signal}}$ avec T_{signal} , la période du signal égale à un jour. On obtient $a = 1.867 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

2.3.b) Mesures de la campagne de l'hiver 2011

La comparaison entre la mesure du flux conductif par les fluxmètres utilisés lors de la campagne de mesure de l'hiver 2011 et une estimation de ce flux à partir des températures mesurées dans le sol ($\lambda \frac{\partial T}{\partial z}$) donne accès à une estimation de la conductivité thermique. Afin d'être certain que la comparaison n'est pas biaisée par le rayonnement solaire atteignant le sol, la comparaison est restreinte aux mesures nocturnes. En utilisant les mesures réalisées dans le sol sous les tablettes, la valeur moyenne de la conductivité thermique estimée est de $2.25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. En utilisant les mesures réalisées dans le sol en dehors des tablettes, la valeur de la conductivité thermique estimée est de $2.54 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. La valeur moyenne de ces deux valeurs sera retenue à savoir $2.39 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Cette valeur correspond à une diffusivité thermique $a = 1.183 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Cette valeur est différente de la valeur obtenue à partir des mesures des campagnes du printemps 2010. On teste donc l'impact du choix de cette valeur sur les températures simulées dans le sol.

La Figure 76 présente l'évolution de la température dans le sol à une profondeur de 5 cm.

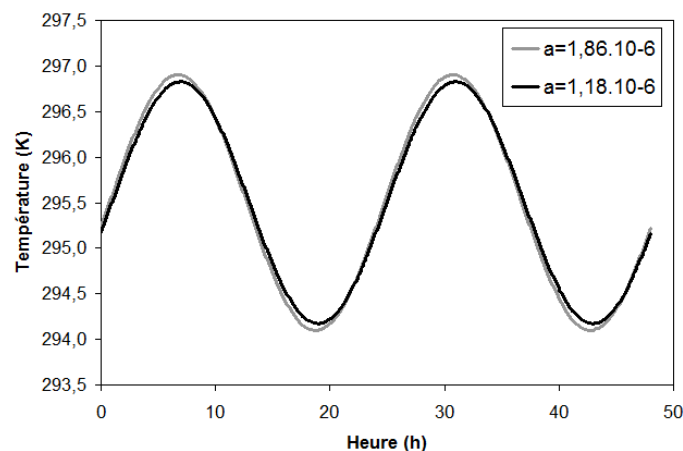


Figure 76 : Impact de la diffusivité sur la variation de la température à 5 cm de profondeur.

La différence de température induite par le choix de la diffusivité entre les deux valeurs estimée précédemment est inférieure à 0.1K, ce qui est inférieur à l'incertitude de la mesure. L'impact du choix est donc très faible et la première valeur estimée est retenue.

2.4. Détermination de la condition initiale

La conduite des simulations numériques en régime instationnaire requiert la connaissance de la distribution des températures du sol au temps $t = 0$. En particulier, il est nécessaire de connaître la distribution de la température en profondeur dans le sol car elle peut avoir un impact sensible sur l'évolution du climat au cours de la journée. Cette partie a donc pour objectif de déterminer quelle est cette distribution de température au temps $t = 0$. Pour cela, en considérant comme précisé précédemment un régime permanent, l'évolution spatio-temporelle de la température à la surface du sol est modélisée en utilisant les données expérimentales. Puis, l'évolution de la température dans le sol est simulée sur plusieurs périodes et validée avec les températures en profondeur dans le sol. Ainsi, l'expression analytique de la distribution de température au temps $t = 0$ est retenue comme condition initiale.

2.4.a) Modélisation de la sollicitation en température à laquelle est soumis le sol

On propose donc d'en tenir compte en considérant une condition limite de la forme :

$$T_e(x, t) = T_0(x) + \alpha_0(x) \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) \quad (79)$$

En prenant l'origine du repère en haut à gauche du domaine de calcul ($x = 0$ à la limite gauche du domaine de calcul sur la Figure 71), on obtient :

- en $x = 0.95$ m : $T_e(0.9, t) = 299.3 - 5 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t)$
- et en $x = 3.4$ m : $T_e(3.4, t) = 295.6 - 1.75 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t)$.

En faisant l'approximation d'une symétrie par rapport à l'axe $x = 4.9$ (milieu de la géométrie), on peut retenir une fonction parabolique pour les fonctions $T_0(x)$ et $\alpha_0(x)$. On obtient ainsi la formulation suivante pour la condition à la limite supérieure :

$$T_0(x) = 0.278 \cdot (x - 4.9)^2 + 294.9 \quad (80)$$

$$\alpha_0(x) = 0.243 \cdot (x - 4.9)^2 + 1.202 \quad (81)$$

2.4.b) Validation du modèle avec les mesures en profondeur dans le sol

La conductivité thermique du sol a donc été identifiée et la condition à la limite supérieure du sol modélisée.

En premier lieu, les évolutions temporelles des températures dans le sol à 1 cm, 3 cm et 7 cm sont présentées sur les Figures 77 et 78 respectivement pour les températures simulées en dehors des tablettes et sous les tablettes.

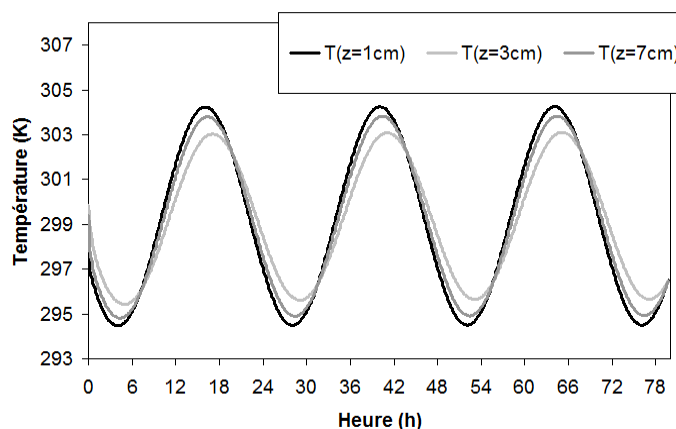


Figure 77 : Variation de la température dans le sol en dehors des tablettes à différentes profondeurs.

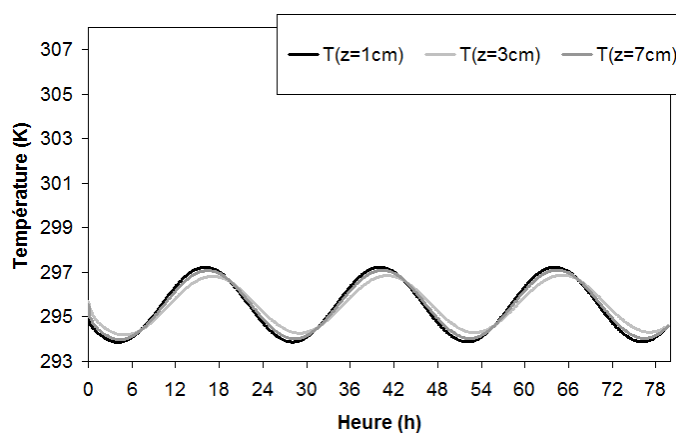


Figure 78 : Variation de la température dans le sol sous les tablettes à différentes profondeurs.

La comparaison entre la mesure (20 mai 2010) et la modélisation de la température simulée en profondeur dans le sol est présentée sur les Figures 79, 80 et 81 respectivement pour des profondeurs de 1 cm, 3 cm et 7 cm à chaque fois sous ($x=3.4m$) et en dehors des tablettes ($x=0.95m$).

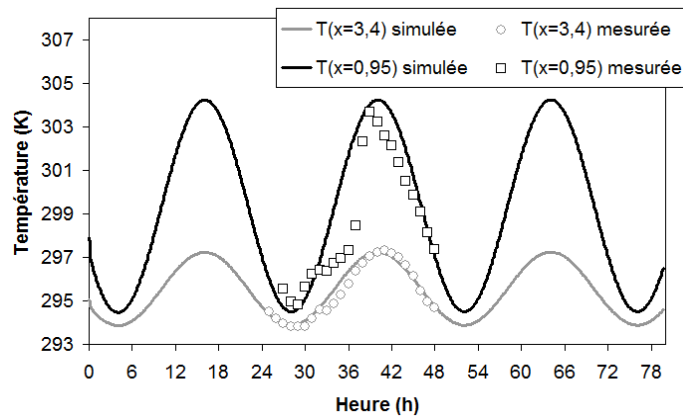


Figure 79 : Variation de la température dans le sol à la profondeur $z = 1$ cm.

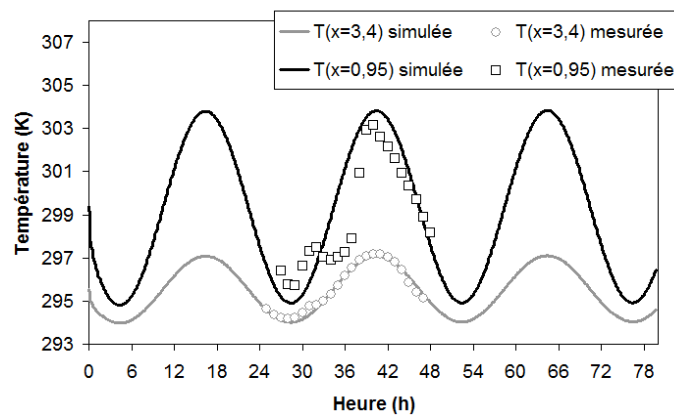


Figure 80 : Variation de la température dans le sol à la profondeur $z = 3$ cm.

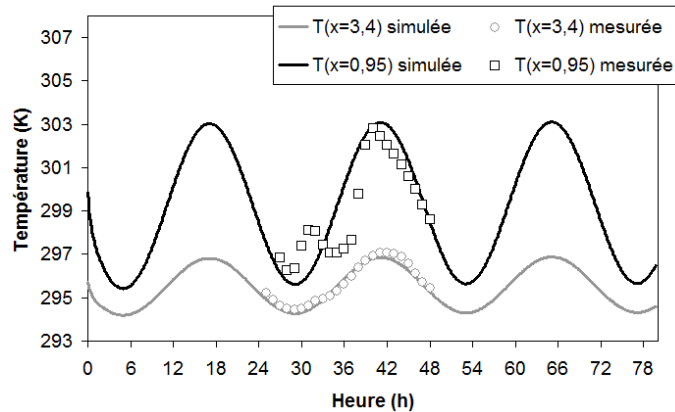


Figure 81 : Variation de la température dans le sol à la profondeur $z = 7$ cm.

Les températures mesurées sont très bien restituées par les simulations, au moins pour celles obtenues sous les tablettes. Des écarts plus importants sont observés pour les valeurs en dehors des tablettes du fait de l'hétérogénéité spatiale de l'impact du rayonnement solaire, mais les amplitudes sont cependant globalement bien restituées.

2.4.c) Choix de la condition initiale

La condition initiale dans le sol est choisie en considérant que la distribution de température découle de la variation de la température en régime permanent et que la variation à l'échelle de la journée n'est pas influencée par la variation annuelle de la température dans le sol.

Les résultats des étapes précédentes sont donc utilisés à $t = 0$ pour initialiser la distribution de la température dans le sol :

$$T_e(x, z) = T_0(x) + \alpha_0(x) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega_0}{2a}} z\right) \quad (82)$$

3. Transferts radiatifs dans le couvert végétal

La deuxième étape préliminaire consiste à simuler la décroissance du rayonnement dans un couvert végétal. Jusqu'à présent l'ensemble des travaux numériques prenant en compte l'impact de la végétation sur le climat utilisait l'approximation suivante : la décroissance du rayonnement dans le végétal, dû à l'absorption du rayonnement par les feuilles du végétal, y était modélisée en utilisant le rayonnement mesuré à la surface du végétal et en appliquant ensuite une loi de décroissance.

La première limite de cette approximation est qu'elle ne permet pas de prendre en compte l'aspect directionnel du rayonnement et la variation de l'atténuation en fonction de la position du soleil.

La seconde limite est que dans cette simulation numérique, le rayonnement incident n'est pas atténué par la présence du végétal et atteint donc directement les tablettes qui reçoivent un rayonnement largement supérieur à la réalité et donc voient leurs températures augmenter sensiblement par rapport à la réalité.

La résolution de l'ETR dans un couvert végétal dont les propriétés optiques sont spécifiées et prises en compte spécifiquement par le modèle DO permet désormais d'augmenter le réalisme des simulations.

Cette étape préliminaire ne se focalise que sur le rayonnement et sa décroissance dans le volume correspondant au couvert végétal. Aucun transfert de masse n'est donc considéré et seules l'équation de conservation de l'énergie et l'ETR sont résolues.

Les premiers travaux de cette partie préliminaire consistent à évaluer la valeur du coefficient d'absorption du végétal. Ce cas simplifié permet ensuite de renseigner correctement les

paramètres nécessaires à la résolution de l'ETR et d'étudier la variation de la décroissance du rayonnement au cours de la journée.

3.1. Géométrie

Le domaine de calcul choisi mesure 9.8 m de large pour une hauteur de 2.3 m et est constitué du sol (0.5 m de profondeur), d'une tablette en aluminium située à 0.8 m au dessus du sol, d'un couvert végétal de 0.45 m de hauteur et enfin d'un volume d'air qui s'étend sur 0.5 m au dessus du couvert végétal. La tablette et le végétal sont larges de 6 m et sont au centre du domaine étudié.

Le végétal est divisé en 600 mailles : 10 dans la hauteur et 60 dans la largeur. Le domaine de calcul est divisé en 3328 mailles (Figure 82).

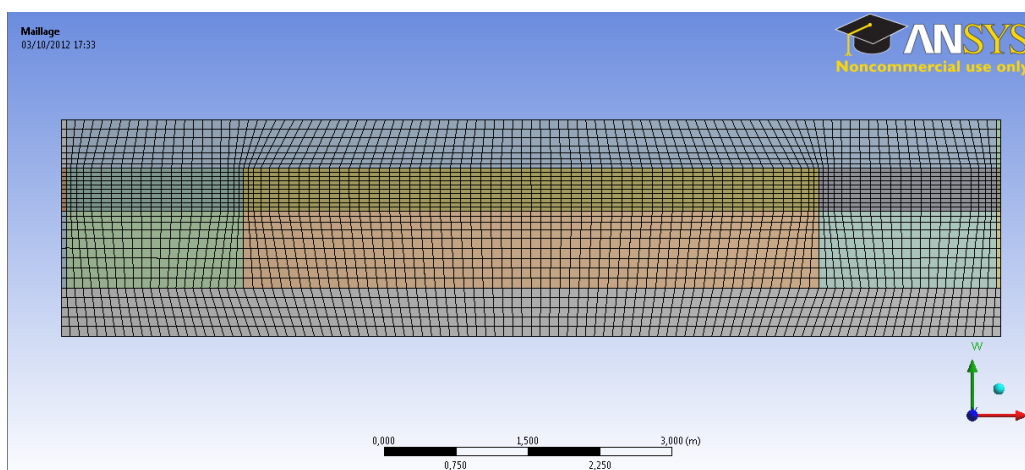


Figure 82 : Maillage utilisé pour la 2^{ème} étape préliminaire.

3.2. Conditions limites

Des conditions adiabatiques sont imposées à toutes les limites du domaine de calcul. Les parois aux limites inférieure, gauche et droite du domaine sont considérées comme opaques aux rayonnements. Le rayonnement solaire est imposé à la limite supérieure du domaine. L'intensité du rayonnement est définie sur la base des valeurs du rayonnement mesuré à l'extérieur de la serre lors des campagnes expérimentales du printemps 2010. Les composantes du vecteur directionnel du rayonnement solaire sont déduites de la position angulaire du soleil. Ces valeurs sont renseignées dans le Tableau 15.

Heure	Direction X	Direction Z	Intensité
0	0,00	0,00	0,00
1	0,00	0,00	0,00
2	0,00	0,00	0,00
3	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	0,00
5	-0,68	-0,10	58,43
6	-0,95	-0,30	182,09
7	-0,59	-0,30	354,42
8	-0,66	-0,50	523,97
9	-0,45	-0,50	665,41
10	-0,28	-0,50	779,27
11	-0,13	-0,50	852,72
12	0,00	-1,00	875,96
13	0,13	-0,50	852,72
14	0,28	-0,50	779,27
15	0,45	-0,50	665,41
16	0,66	-0,50	523,97
17	0,59	-0,30	354,42
18	0,95	-0,30	182,09
19	0,68	-0,10	58,43
20	0,00	0,00	0,00
21	0,00	0,00	0,00
22	0,00	0,00	0,00
23	0,00	0,00	0,00
24	0,00	0,00	0,00

Tableau 15 : Composantes du vecteur direction et intensité du rayonnement solaire.

Puisque l'étude est menée pour des journées claires, on considère que l'atténuation du rayonnement atmosphérique est négligeable devant celle du rayonnement solaire, sa décroissance dans le couvert végétal est donc négligée. Pour cette étape préliminaire, le modèle bi-bande est activé mais aucun rayonnement de grande longueur d'onde n'est imposé et seule la décroissance du rayonnement de courte longueur d'onde est explorée.

La largeur du faisceau lumineux correspondant à la source du rayonnement doit être définie. Le rayon apparent du soleil, c'est à dire l'angle solide sous lequel le soleil est vu depuis la Terre est égal à 0.5°

3.3. Coefficient d'absorption du couvert végétal

Le coefficient d'absorption influence la décroissance du rayonnement global dans le végétal. Théoriquement cette décroissance suit une loi de Beer Lambert : $G(z) = G_0 \cdot e^{-\alpha \cdot z}$ où z est le

chemin optique le long de la direction de propagation du rayonnement, G_0 le rayonnement à la surface du végétal (en $z = 0$) et α le coefficient d'absorption. Dans le végétal, la décroissance était exprimée dans les travaux antérieurs de la manière suivante :

$$G(z) = G_0 \cdot e^{-\frac{K \cdot LAI \cdot z}{z_0}}$$
 avec z la profondeur dans le végétal suivant la verticale. Le coefficient K de décroissance du rayonnement a été déterminé après l'exploitation des résultats expérimentaux et est égal à 1.17.

L'objectif de cette partie est donc de faire varier le coefficient d'absorption introduit dans le logiciel de simulation comme propriété optique du couvert végétal afin, par comparaison avec les données expérimentales, de déterminer la valeur qu'il faut introduire pour simuler la décroissance du rayonnement correspondant aux mesures expérimentales. Pour cela, on se place dans le cas de figure où le rayonnement incident est orienté selon l'axe vertical. Cette situation correspond donc à la situation du midi solaire. La décroissance avec la profondeur dans le végétal des valeurs simulées est également tracée selon la verticale (Figure 83). Les valeurs du rayonnement obtenues dans chaque maille du couvert végétal sont normalisées par la valeur du rayonnement calculée au dessus du végétal.

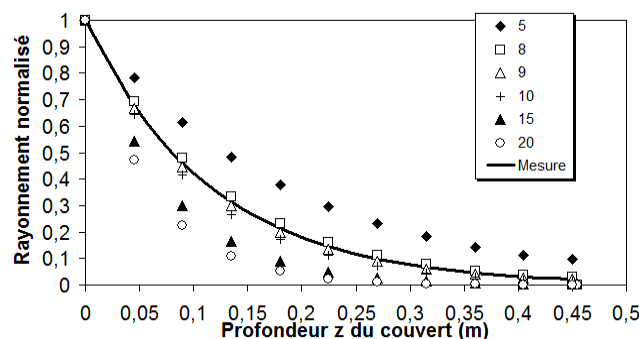


Figure 83 : Décroissance du rayonnement dans le couvert végétal pour différentes valeurs du coefficient d'absorption (m^{-1}).

Les résultats indiquent que la valeur à utiliser pour le coefficient d'absorption est comprise entre 8 et 9 m^{-1} , ce qui correspond bien à la valeur de l'expression $\frac{K \cdot LAI}{z_0} = 8.65$.

La modélisation de la décroissance du rayonnement dans le couvert végétal, en lui attribuant des propriétés optiques, permet donc de bien restituer la décroissance mesurée du rayonnement.

3.4. La variation de la décroissance au cours de la journée

L'étude de l'impact de la variation de la direction du rayonnement au cours de la journée est réalisée en analysant la variation du coefficient d'absorption du couvert végétal. Lors de cette étude, des incohérences observées dans les simulations au niveau de la symétrie temporelle attendue autour du midi solaire ainsi que dans la variation de la direction du rayonnement incident ont mis en exergue l'importance du choix des paramètres N_ϕ et N_θ de discrétisation de l'espace requis pour la résolution de l'ETR. Une étude de l'impact de ce paramètre est donc réalisée.

Puisque les simulations sont menées en 2 dimensions, l'espace n'a besoin d'être discrétisé que selon un angle et donc N_θ est fixé à 1. Seul l'impact du nombre de division N_ϕ de l'espace est donc étudié. La Figure 83 représente la variation du coefficient d'absorption α en fonction du nombre de division N_ϕ de l'espace et ce pour les positions du soleil de 5h à 12h. Ce coefficient est estimé en réalisant une interpolation par la fonction $G(z) = G_0 \cdot e^{-\frac{K \cdot LAI \cdot z}{z_0}}$ des valeurs du rayonnement simulées obtenues sur la verticale.

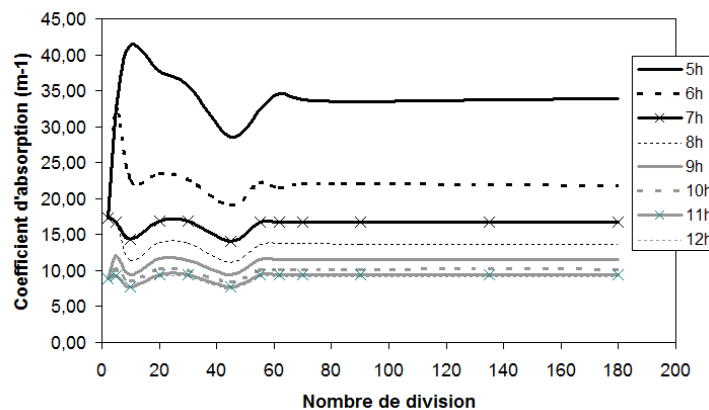


Figure 84 : Indépendance des résultats vis-à-vis de la discrétisation angulaire dans la résolution de l'ETR.

Les résultats de cette étude montrent qu'il est nécessaire de choisir N_ϕ au moins égal à 70 afin d'obtenir des résultats indépendants de la valeur de ce paramètre. Ils illustrent aussi le fait qu'une discrétisation très faible mène à des résultats pour le coefficient de décroissance identiques pour deux positions successives du soleil ce qui s'explique par le fait que la source du rayonnement est, dans ce cas, vue depuis le même angle solide. Il est important d'avoir à l'esprit que l'augmentation de la discrétisation augmente considérablement le temps de calcul. L'ETR n'est pas résolue à chaque résolution (itération) des autres équations. Il est possible,

selon la configuration, de modifier le nombre d'itérations entre deux résolutions successives de l'ETR afin de réduire le temps de calcul. Pour notre cas, l'ETR est résolue toute les 10 itérations.

Une fois garantie l'indépendance des résultats vis-à-vis des paramètres de résolution de l'ETR, la variation de la décroissance du rayonnement selon la verticale est explorée en réalisant des simulations numériques permettant de rendre compte de la décroissance du rayonnement dans le végétal. La Figure 85 présente la décroissance du rayonnement en fonction de l'heure de la journée. Compte tenu de la symétrie du problème, seule une demi-journée est simulée et les résultats présentés sont restreints à la plage 5h-12h. Il apparaît que la variation de la décroissance du rayonnement est très importante et qu'il est indispensable d'en tenir compte dès lors qu'on réalise des simulations à l'échelle de la journée.

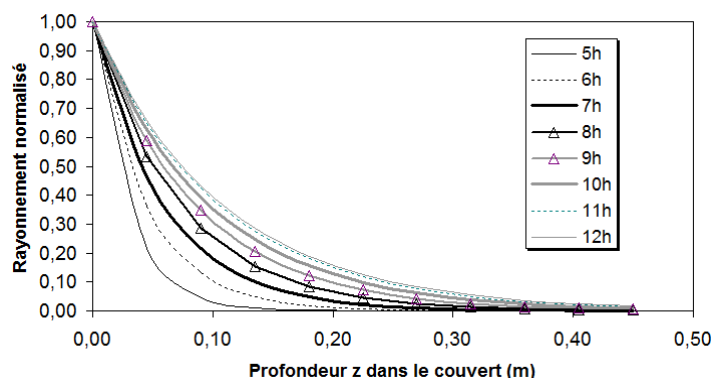


Figure 85 : Variation de la décroissance du rayonnement simulée, selon la verticale, à différentes heures de la journée.

La Figure 86 présente la variation du coefficient d'absorption estimé avec les valeurs du rayonnement simulées sur la verticale au cours de la journée. Ce coefficient d'absorption varie d'un facteur 3.5 entre les positions les plus basses du soleil et la position la plus haute.

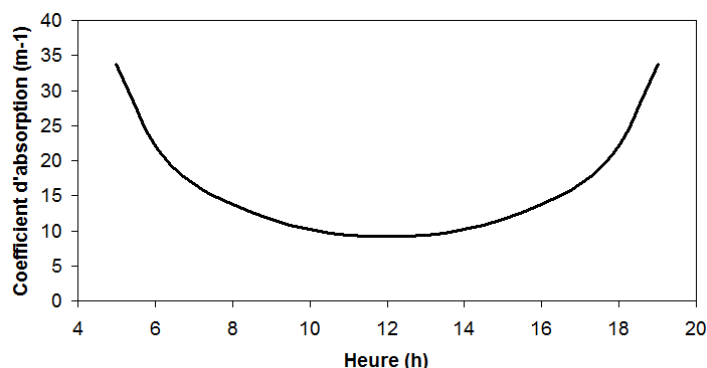


Figure 86 : Variation du coefficient d'absorption selon la verticale au cours de la journée.

Cette variation a une forte influence sur le rayonnement absorbé dans la couche (maille) verticale du végétal. La Figure 87 présente le rayonnement absorbé par quelques mailles composant le couvert végétal. Le rayonnement absorbé calculé par le logiciel de simulation est comparé au rayonnement absorbé en utilisant l'approximation selon laquelle le coefficient d'absorption ne varie pas durant la journée, ce qui correspond à l'approximation réalisée jusqu'à présent dans la routine simulant l'interaction du végétal avec le climat. Les mailles sont numérotées de haut en bas (la maille 1 est donc située dans la plus haute couche du végétal et la maille 10 est située dans la plus basse couche du végétal). La résolution de l'ETR et les résultats qui en découlent montrent que l'approximation sous estimait largement le rayonnement absorbé dans les plus hautes couches du végétal (20% de la hauteur du végétal) et le sur estimait dans les autres couches. La résolution de l'ETR entraînera donc une distribution différente des paramètres climatiques témoin de l'activité du végétal (température et transpiration du végétal).

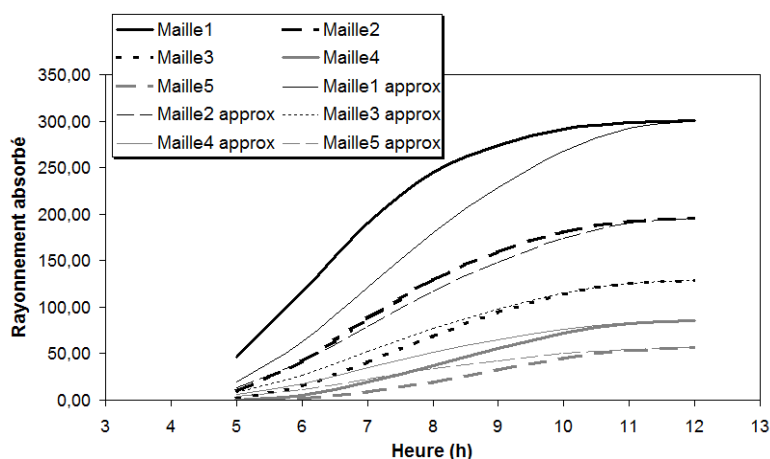


Figure 87 : Rayonnement simulé absorbé par le végétal.

III. Cas de nuit en période hivernale

L'objectif de l'étude d'une nuit en période hivernale est de simuler l'évolution du climat dans le serre en présence de chauffage afin d'être capable de caractériser les pertes énergétiques. Les phénomènes de condensation sont pris en compte ce qui permettra d'évaluer le moment et le lieu où apparaît la condensation durant la nuit.

1. Domaine de calcul et maillage

Le domaine de calcul est restreint au compartiment de serre étudié et à l'air extérieur au dessus (Figure 88). En raison de risques de recirculations d'air, un second compartiment (celui en aval de l'écoulement d'air extérieur supposé) est considéré afin que les contraintes

liées aux choix des conditions limites n'influent pas sur le réalisme et les résultats obtenus. Le domaine de calcul est donc large de 19.6 m et haut de 10 m (soit 4.1 m au dessus du faitage). Les ouvrants sont complètement fermés. Le maillage est structuré quadratique et comporte 36960 mailles de dimension moyenne 8x6.5 cm.

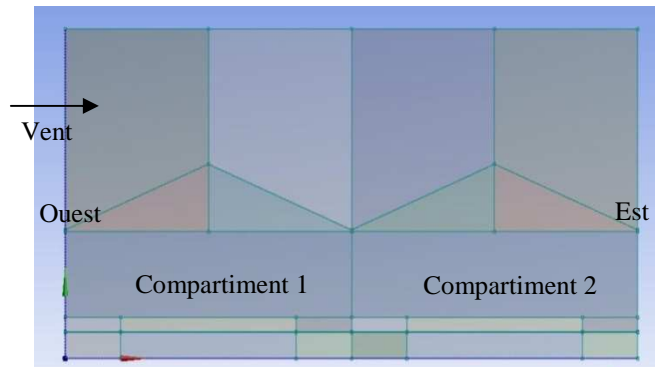


Figure 88 : Domaine de calcul.

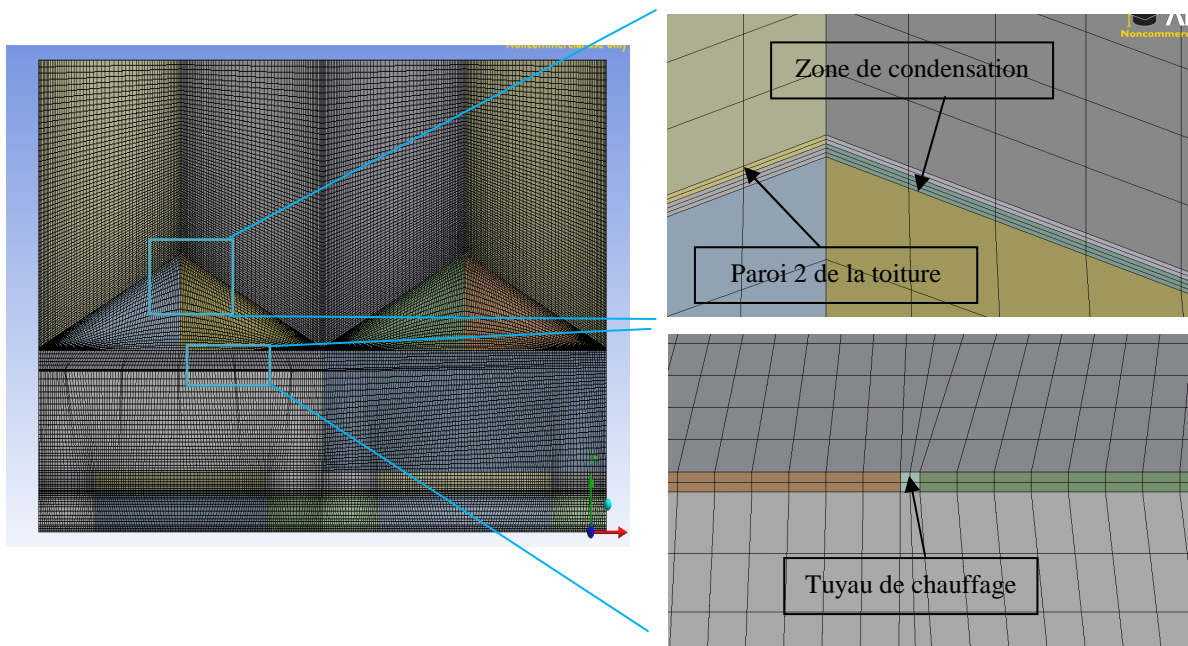


Figure 89 : Maillage et zoom sur la zone de condensation et sur le volume du chauffage aérien.

Dans ce cas de figure le sol n'a pas été maillé puisque i) en période hivernale, l'inertie du sol joue à priori un rôle restreint en comparaison des apports de chaleur par le chauffage et ii) le flux de chauffage au sol est uniquement mesuré via des fluxmètres à la surface du sol et la connaissance du dispositif de chauffage dans le sol ne permet pas de faire un choix de condition limite suffisamment rigoureux. Une attention particulière est portée au maillage

près de la toiture, lieu où la condensation est susceptible d'intervenir, et au niveau des tubes de chauffage aérien (Figure 89). Une étude de sensibilité sur la densité du maillage et son impact sur les résultats obtenus a été menée en considérant 5 maillages différents (de 9200 mailles à 47700 mailles). Les résultats ne varient pas entre le maillage de 36960 mailles et celui de 47700 mailles, d'où le choix retenu.

Le volume correspondant au couvert végétal est discrétisé de la même manière pour les deux compartiments mais seule l'interaction du végétal dans le compartiment 1 (à l'ouest) est simulée. De même, le chauffage aérien n'est considéré que dans le compartiment 1.

2. Conditions aux limites et entrées du modèle

Les valeurs utilisées pour les conditions limites (Figure 90) sont issues des campagnes de mesures de l'hiver 2011. Au niveau de la serre, la paroi ouest du compartiment 1 et la paroi est du compartiment 2 sont considérées opaques et leur température est imposée. Au dessus de la serre la limite à gauche du domaine de calcul est l'entrée d'air. Sur cette limite, la vitesse de l'air et sa température sont imposées. La limite supérieure du domaine de calcul est une paroi glissante avec une vitesse égale à la vitesse de l'entrée d'air. Des conditions de rayonnement sont appliquées à chacune des trois limites correspondant à l'extérieur de la serre en imposant une température de rayonnement égale à $T_{ciel} = \left(\frac{R_{GLO}}{\varepsilon \sigma} \right)^{1/4}$ où R_{GLO} est le rayonnement de grande longueur d'onde mesuré et l'émissivité ε est fixée à 1. A la limite inférieure ainsi que dans les volumes représentant les tubes de chauffage aérien, un flux de chaleur est imposé, avec les valeurs décrites dans la partie expérimentale (Chapitre 3).

Enfin, pour chaque paroi du domaine de calcul, il faut définir une émissivité. Celle du verre est de 0.9, celle du béton (sol) est de 0.6 et celle de l'aluminium (tablette) est fixée à 0.2.

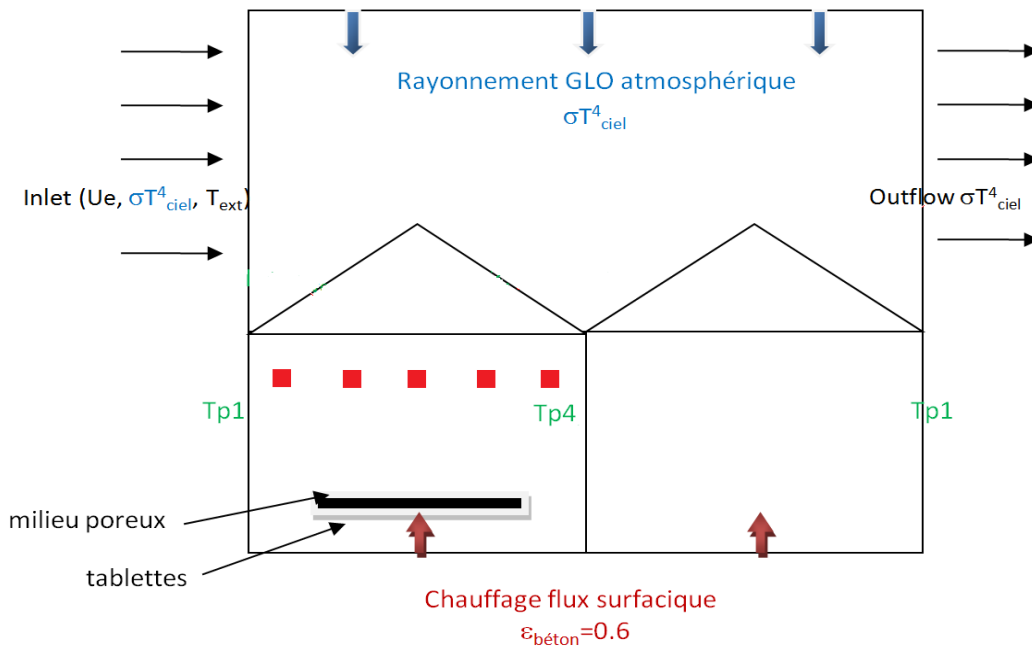


Figure 90 : Définition des conditions aux limites.

Les conditions aux limites sont modifiées à chaque pas de temps (Figure 91). Néanmoins, leur variation demeure faible. Les flux de chauffage aérien et au sol sont les entrées qui varient le plus et constituent les principales différences entre la nuit claire et la nuit nuageuse avec le rayonnement de grande longueur d'onde (température de ciel).

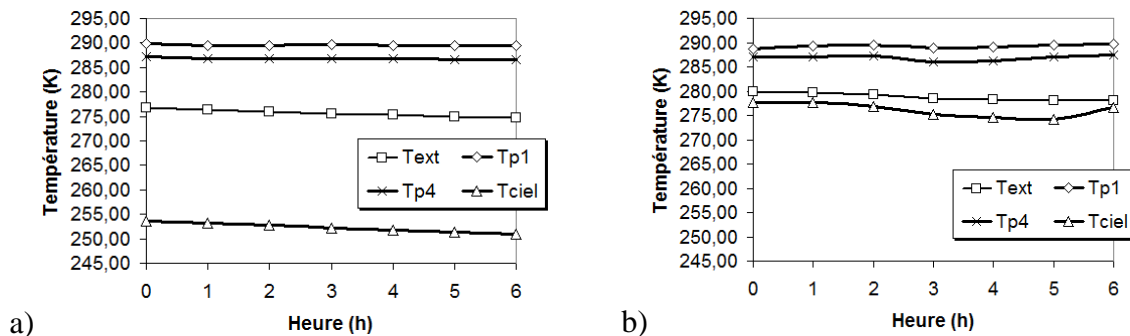


Figure 91 : Variations des conditions aux limites pour les nuits claire (a) et nuageuse (b) (cf. Figure23 pour la position des capteurs).

3. Conditions initiales

Les conditions initiales à 0h sont fixées de la manière suivante : un cas stationnaire a été considéré ; les conditions limites utilisées sont les mesures relevées à 23h. En faisant converger ce cas stationnaire, on dispose alors d'un champ de vitesse d'air établi à 0h qui est conservé pour constituer la situation initiale de l'écoulement d'air dans le compartiment.

Ensuite, certains paramètres sont modifiés avec les valeurs mesurées à 0h :

l'humidité absolue et la température de l'air dans le volume de la serre sont fixées aux valeurs déduites des mesures au dessus du couvert végétal ;

l'humidité absolue et la température de l'air dans le couvert végétal sont fixées aux valeurs déduites des mesures dans le couvert végétal ;

la température de feuille est la température moyenne des 15 mesures de température de feuille ;

les températures de toiture sont également fixées à partir de valeurs mesurées correspondantes.

Toutes ces valeurs sont synthétisées dans le Tableau 16.

	<i>Nuit claire (3 mars 2011)</i>	<i>Nuit nuageuse (24 février 2011)</i>
T_{air} dans la serre (K)	288.9	289.1
T_{air} dans le végétal (K)	288.2	288.4
T_f (K)	287.6	287.8
Humidité absolue de l'air dans la serre ($kg.kg^{-1}$)	0.0053	0.0068
Humidité absolue dans le végétal ($kg.kg^{-1}$)	0.0069	0.0080
Température de toiture	275.3	279.9

Tableau 16 : Conditions initiales des simulations de nuit.

4. Modèle de condensation

La prise en compte de la condensation s'effectue via l'ajout d'un terme puits \dot{m}_{h_2o}''' de vapeur d'eau dans l'équation de transport d'espèce au niveau des mailles adjacentes aux parois où la condensation survient (Piscia et al., 2012) :

$$\dot{m}_{h_2o}''' = \frac{\omega_{h_2o}}{(\omega_{h_2o} - 1)} \rho D \frac{\partial \omega_{h_2o}}{\partial n} \frac{A_{cell\ wall}}{V_{cell}}$$

Autrement dit, lorsqu'il y a condensation, une certaine quantité de vapeur d'eau est retirée à l'air. Les effets thermiques liés au changement de phase de l'eau de l'état vapeur à l'état liquide sont également pris en compte en ajoutant un terme source dans l'équation de l'énergie qui est proportionnel à la masse d'eau condensée. Ceci est réalisé à partir d'une UDF (Annexe F) qui :- récupère la température de paroi pour la paroi définie comme lieu potentiel de condensation et évalue, à l'aide de la pression de

vapeur de l'air dans la maille adjacente, la pression de vapeur de l'air à la température de la paroi. Si elle est supérieure à la pression de vapeur saturante alors il y a condensation. (Define_Profile)

- retire une certaine quantité de vapeur d'eau \dot{m}_{h_2o}''' à l'air (« h2o_condensation ») et de masse à l'air \dot{m}''' (« mixture condensation ») s'il y a condensation.

$$\dot{m}''' = \frac{\dot{m}_{h_2o}'''}{\omega_{h_2o}}$$

- ajoute une quantité d'énergie dans l'équation de conservation de l'énergie pour les mailles adjacentes à la paroi sur laquelle il y a de la condensation.

$$E_{\text{cond}} = \dot{m}_{h_2o}''' \times L_v$$

Tout ceci nécessite le calcul des propriétés physique de l'eau (« H2O property routines »)

5. Performance du modèle

Le modèle numérique développé en prenant en compte l'ensemble des phénomènes physiques décrits dans le chapitre 2 et formalisés dans le chapitre 3 ainsi que la condensation a été validé sur la base de mesures réalisées lors de la nuit claire. L'évolution de l'ensemble des paramètres climatiques simulés est présentée et comparée aux valeurs expérimentales. Le modèle est par la suite utilisé et validé avec les conditions de la nuit nuageuse.

5.1. Température dans la serre

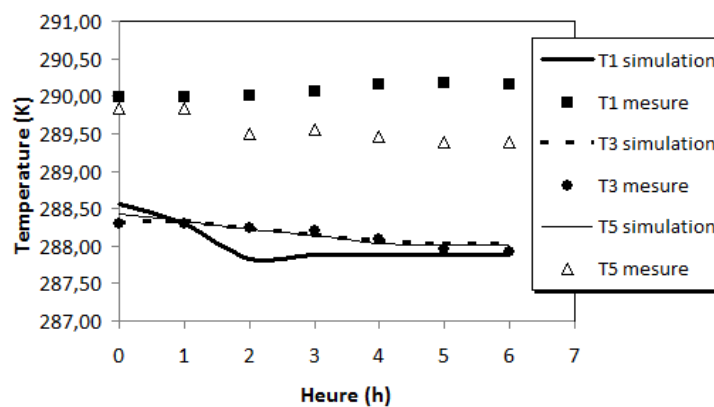


Figure 92 : Evolution des températures de l'air simulées et mesurées.

(cf Figure 23 pour la position des capteurs)

Les températures simulées sont comparées à celles simulées et ce à trois positions différentes : sous les tablettes, dans le végétal et au dessus du végétal (Figure 92). Cependant, les

comparaisons simulations/mesures ne se limitent pas aux températures mais portent également sur les gradients de température.

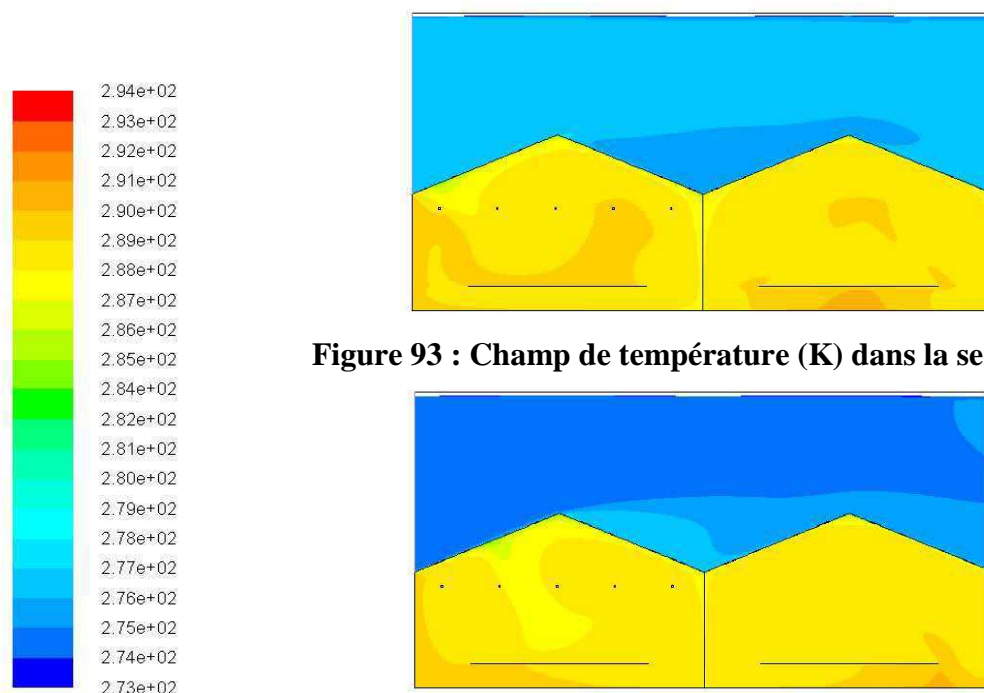


Figure 93 : Champ de température (K) dans la serre à 0h.

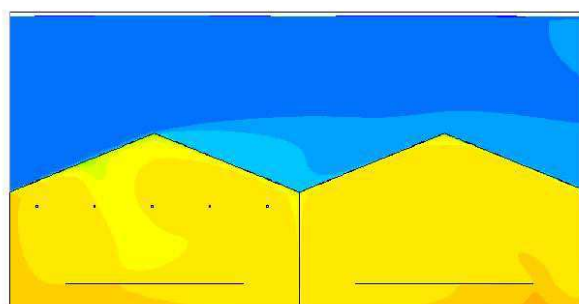


Figure 94 : Champ de température (K) dans la serre à 5h.

La température sous les tablettes (T1) est sous estimées de 1.4 °C à 2.3°C selon l'heure de la nuit avec un écart maximum en fin de nuit. La température au dessus du couvert végétal (T5) est sous estimée de 1.3°C à 1.5°C. Enfin la température simulée de l'air dans le végétal (T3) correspond parfaitement aux mesures réalisées (l'écart moyen est de 0.3°C). Les simulations aboutissent donc à une situation où aucun gradient de température n'est constaté entre l'air dans et au dessus du végétal alors que les mesures indiquaient une température de l'air sous les tablettes plus élevée qu'au dessus du végétal (de 0.1 °C en début de nuit à 0.8 en fin de nuit), on constate une température simulée au dessous des tablettes très légèrement inférieure (entre 0.1°C et 0.4°C) à celle mesurée.

La distribution des températures dans la serre (Figures 93 et 94) confirme que la température sous les tablettes est très légèrement inférieure à celle au dessus du végétal. Une des raisons expliquant cette observation peut résider dans un brassage trop important de l'air conduisant à une homogénéisation de la température. Cette hypothèse sera discutée sur la base de l'étude de la distribution des vitesses (cf 5.5).

Le champ de température simulé met aussi en évidence que les températures les plus faibles apparaissent au niveau de la toiture de la serre, justifiant le fait que la condensation apparait essentiellement sur ces parois.

5.2. Température dans le couvert végétal

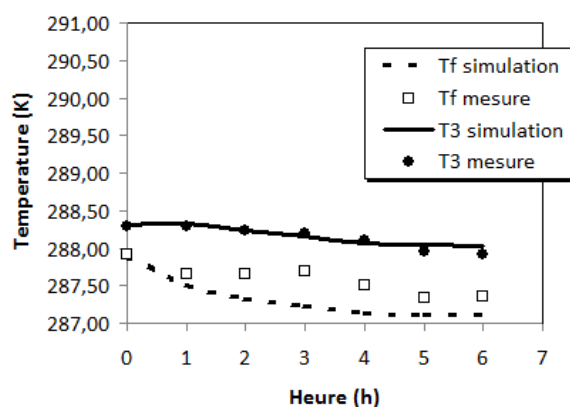


Figure 95 : Evolution des températures de l'air dans le végétal et de la température de feuille : simulations et mesures. (cf Figure 23 pour la position des capteurs)

L'évolution de la température de feuille et de la température de l'air dans le végétal simulées restitue assez bien les mesures effectuées (Figure 95). La température des feuilles est inférieure à la température de l'air comme l'indiquait les mesures. L'écart est cependant un peu surestimé : alors que les mesures indiquent $0,6^{\circ}\text{C}$ de différence, la simulation donne $0,8^{\circ}\text{C}$ d'écart en moyenne. Puisque la température de l'air dans le végétal est correctement simulée, cette faible différence s'explique par une légère sous-estimation de la température de feuille ($0,2^{\circ}\text{C}$ en moyenne).

5.3. Humidité dans la serre

L'évolution de l'humidité relative simulée dans la serre au dessus du couvert végétal au cours de la nuit, présente de légères différences avec les mesures réalisées (Figure 96). Alors que la mesure indique une faible décroissance du taux d'humidité relative (de 53% à 50%) au dessus du couvert, l'humidité simulée reste quasiment constante (54%). Compte tenu de l'incertitude de mesure du capteur d'humidité (2 points d'humidité), on peut considérer que ces écarts sont négligeables et que les simulations sont en bon accord avec les mesures.

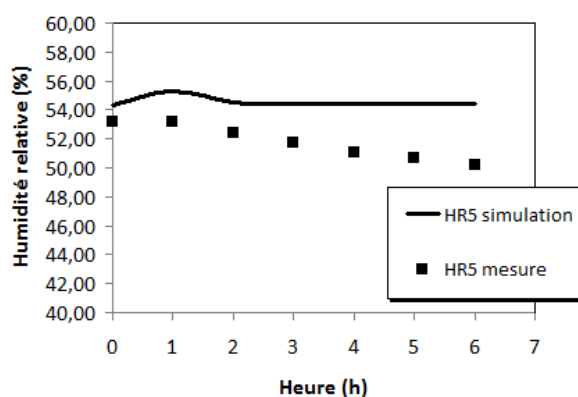


Figure 96 : Evolution de l'humidité relative de l'air simulée et mesurée.

(cf Figure 23 pour la position des capteurs)

Néanmoins, le fait que l'humidité mesurée diminue interpelle puisque nous sommes en condition de serre fermée. Deux hypothèses peuvent être envisagées :

- l'impact de la température sur l'humidité relative de l'air joue un rôle sur la valeur de l'humidité relative de l'air.

- il n'y a pas d'équilibre hydrique dans la serre et la concentration en eau dans la serre diminue au cours de la nuit. Il est important de préciser que les fuites ne sont pas considérées dans le modèle et que par conséquent la serre est un volume parfaitement étanche ce qui n'est assurément pas le cas en réalité. Ceci pourrait donc induire une légère surestimation du taux d'humidité dans la serre qui serait « régulée » par la condensation.

L'étude précédente sur la température indique que la température au dessus de couvert décroît légèrement, ce qui contribuerait à une augmentation de l'humidité relative donc cette hypothèse peut être écartée. La seconde hypothèse, l'absence d'équilibre hydrique signifierait qu'il y a plus d'eau condensée qu'il n'y a de vapeur d'eau dégagée par les plantes. Un bilan hydrique réalisé sur le volume de la serre et la comparaison du flux de transpiration du végétal par rapport au flux de condensation (cf 5.6) pourrait permettre d'apporter des éléments pour mieux comprendre cette situation.

La distribution de l'humidité dans la serre étant peu variable au cours de la nuit, seules les distributions à 5h de l'humidité relative (Figure 97) et de l'humidité absolue (Figure 98) sont présentées. L'humidité dans la serre n'atteint pas des valeurs foncièrement différentes de celles au dessus du couvert, exception faite au niveau de la toiture à un endroit particulier (Figure 97, zoom). La distribution de l'humidité absolue (Figure 98) montre une accumulation

de vapeur d'eau dans l'air du côté est de la serre. Cette distribution est liée à l'écoulement de l'air dans la serre et indique que ce paramètre dépend fortement du mouvement de l'air

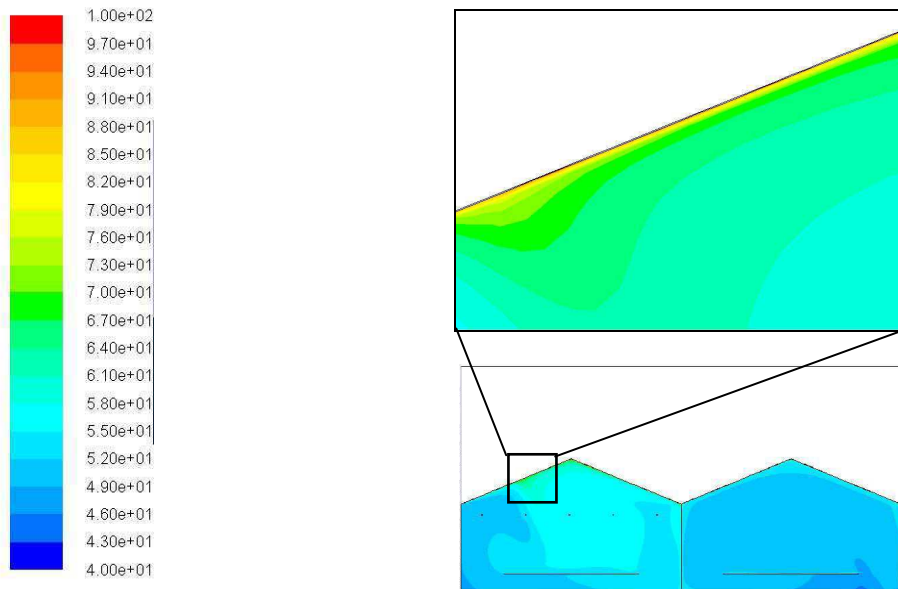


Figure 97 : Champ d'humidité relative (%) dans la serre à 5h et zoom sur la toiture.

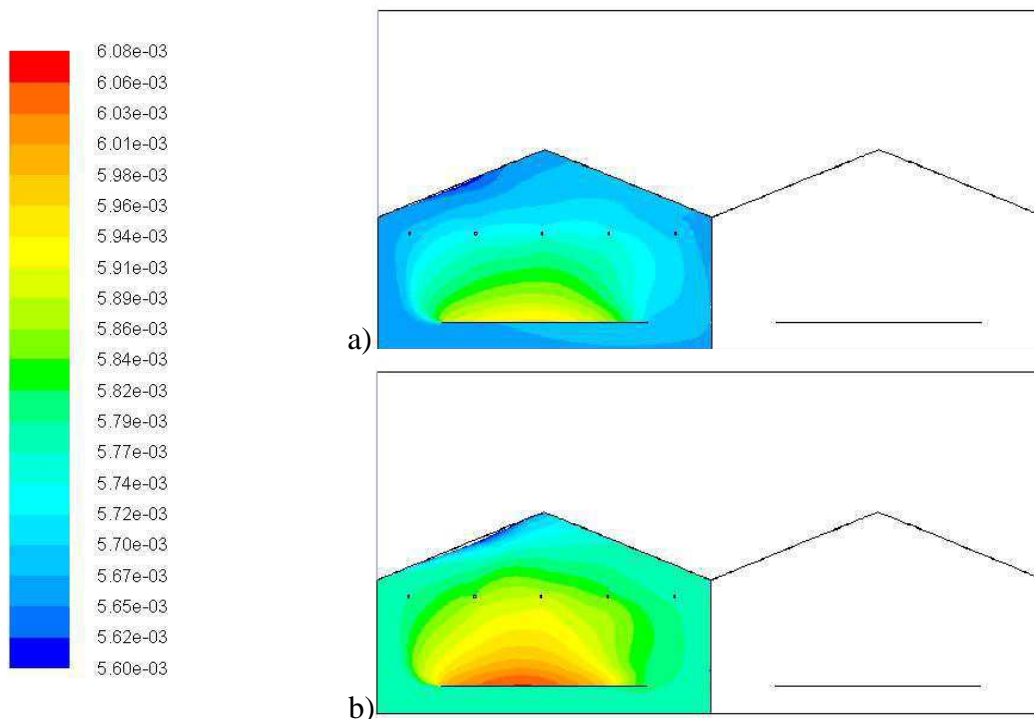


Figure 98 : Champ d'humidité absolue (kg.kg^{-1}) dans la serre à 1h (a) et à 5h (b).

5.4. Température de toiture

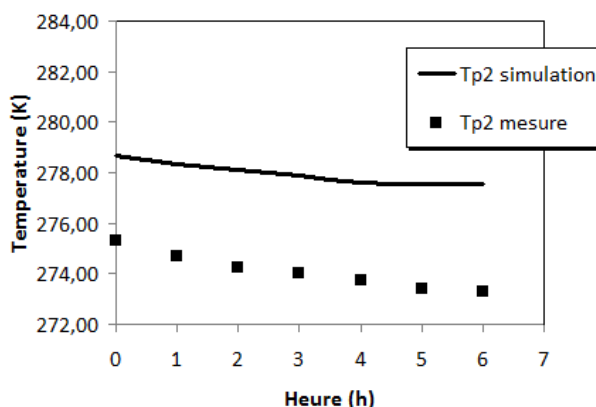


Figure 99 : Evolution des températures de toiture. (cf Figure 23 pour la position des capteurs)

L'écart le plus important constaté entre les simulations et les mesures concerne les températures de toiture (entre 3.4°C et 4.3°C d'écart selon le moment de la nuit). Cependant l'évolution au cours de la nuit (diminution de la température de 2°C environ) est la même pour les simulations que pour la mesure (Figure 99).

Des études de sensibilité sur la vitesse de l'air à l'entrée du domaine de calcul et sur la température de ciel ont été menées afin de quantifier leur impact sur la température de toiture. Même en utilisant une vitesse 10 fois supérieure à celle utilisée pour les simulations ($1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$), ou en abaissant la température de ciel de 50°C, la température de paroi diminue de moins d'un degré. Ces deux paramètres n'expliquent donc pas les écarts constatés pour les températures de parois simulées. L'hypothèse selon laquelle l'impact de la température intérieure sur la température de toiture serait trop important est donc évoquée. Puisque les températures dans la serre sont correctement simulées, cette hypothèse se traduirait par une surestimation du coefficient d'échange air/paroi, ce qui recoupe à nouveau l'hypothèse d'un brassage d'air et d'une vitesse de l'air trop importante dans la serre.

5.5. Vitesse de l'air

Avant de discuter l'hypothèse d'un brassage d'air trop important dans la serre évoqué précédemment, la distribution des vecteurs vitesse est présentée (Figure 100). Les mesures expérimentales faisaient penser à un écoulement sous forme d'une cellule rotative dans le sens horaire (Chapitre 5.II.2.2). Les simulations indiquent également un écoulement dans le sens horaire au niveau des parois avec cependant deux cellules contra rotatives qui se situent au centre de la serre au lieu d'une seule. L'établissement de ces deux cellules s'explique par la

présence des tubes de chauffage. Cette distribution des vitesses explique la distribution de l'humidité absolue décrite précédemment : la principale cellule rotative contribue à la convection de l'humidité du côté Est de la serre.

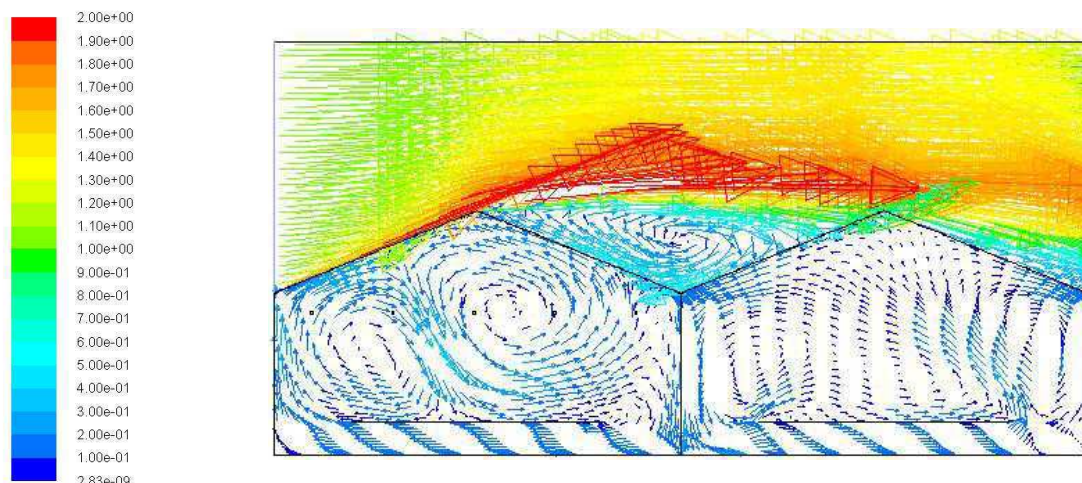


Figure 100 : Champ des vecteurs vitesse (m s^{-1}) à 5h.

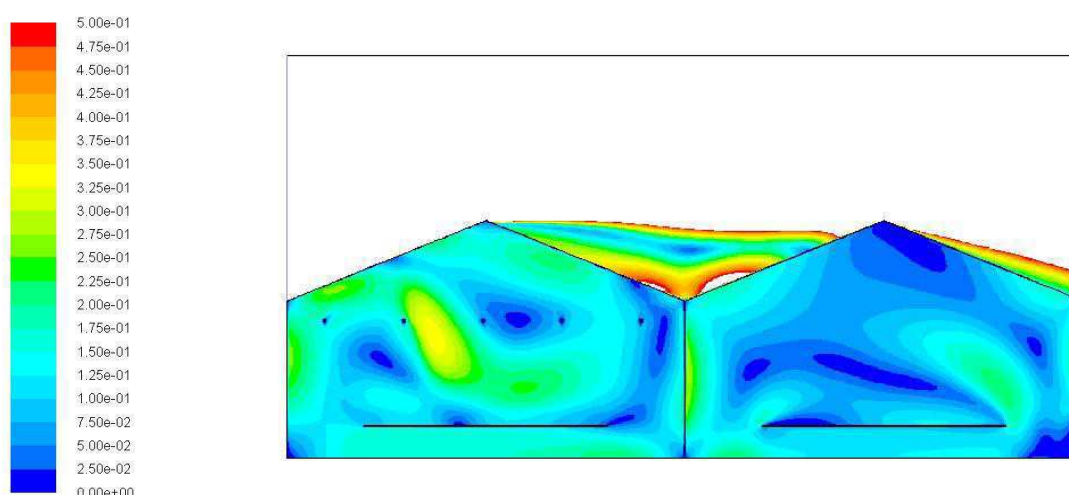


Figure 101 : Distribution du module de la vitesse de l'air (m s^{-1}) à 5h.

La norme de la vitesse de l'air est la plus importante au niveau des parois (environ $0.3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) et au milieu de la serre à la limite entre les deux cellules d'écoulement d'air (environ $0.35\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$). En moyenne dans la serre, la vitesse est de $0.15\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. La mesure de la vitesse au dessus du couvert végétal avec divers appareil de mesure (anémomètres soniques et boules chaudes) donne des valeurs comprises entre 0.03 et $0.08\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. La vitesse de l'air dans la serre est donc fortement surestimée dans les simulations ce qui expliquerait les gradients simulés de température très faibles en comparaison des gradients mesurés ainsi que les températures de toiture trop élevées. La surestimation de la vitesse de l'air simulée peut tenir au fait que les simulations sont réalisées en 2 dimensions ce qui contraint l'écoulement de l'air bien plus

qu'il ne l'est dans la réalité et ce d'autant plus que les tablettes de cultures n'occupent que 3m sur les 10m de large de la serre (dans le plan perpendiculaire à celui retenu pour les simulations)

5.6. Application au cas d'une nuit nuageuse

Le modèle développé pour une nuit claire et validé sur la base de mesures expérimentales est à présent appliqué à une nuit nuageuse afin de vérifier qu'il peut tout aussi bien prédire le climat sous serre avec des conditions radiatives et des conditions de chauffage très différentes. Dans un souci de concision, seule la précision du modèle appliqué à une nuit nuageuse est comparée à celle du modèle appliqué à une nuit claire, ce qui permet également de synthétiser les résultats pour la nuit claire. Les évolutions des paramètres climatiques simulés et comparés aux données expérimentales sont présentées dans l'annexe A.

Pour rendre compte de la précision du modèle, un indicateur de type RMS a été retenu :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i^* - y_i)^2}$$

avec

n : le nombre de mesure

y_i^* : la valeur issue de la simulation

y_i : la valeur issue de l'expérimentation

Les résultats obtenus pour les deux types de nuit sont consignés dans le tableau 17 :

	Nuit Claire	Nuit Nuageuse
T1 (°C)	2,07	1,39
T3 (°C)	0,06	0,31
T5 (°C)	1,40	1,17
Tp2 (°C)	3,88	2,92
Tf (°C)	0,29	0,39
HR5 (%)	2,95	5,81

Tableau 17 : Comparaison des RMS de la nuit claire et de la nuit nuageuse.

La précision du modèle appliqué à une nuit nuageuse est meilleure que pour la nuit claire pour la température sous les tablettes et la température au dessus du végétal, identique pour la température de feuille et moins bonne pour la température dans le végétal mais elle reste cependant excellente (RMS = 0.3°C). Une meilleure corrélation simulation-mesure est également obtenue pour les températures de toiture mais l'écart reste tout de même important

(RMS = 2.92). Enfin, la précision est également moins élevée pour la simulation de l'humidité relative.

5.7. Bilans hydriques et énergétiques

Ces modèles de simulations développés permettent de disposer de nombreuses informations. Ils permettent en particulier de réaliser des bilans hydriques et énergétiques. Les premiers fournissent des facteurs explicatifs sur l'évolution de l'humidité dans la serre, ainsi que des ordres de grandeurs sur les flux de condensation et de transpiration. Les seconds permettent principalement de quantifier et caractériser les pertes énergétiques de la serre au cours de la nuit.

5.7.a) Bilans hydriques

Le bilan hydrique sur le volume de la serre requiert l'analyse de l'évolution de la transpiration et de la condensation (Figure 102). La première observation notable est que la transpiration diminue au cours de la nuit au fur et à mesure de l'augmentation de l'humidité dans la serre (Figure 103). Dans le même temps, la condensation augmente pour les mêmes raisons de manière à atteindre un équilibre. Néanmoins, on a observé que l'humidité au dessus du végétal reste relativement constante au cours de la nuit. Ceci indique donc que la distribution de l'humidité absolue varie au cours de la nuit, ce qui est confirmé sur la Figure 103.

Il est cohérent de constater que le flux de condensation est plus faible durant la nuit nuageuse que durant la nuit claire alors que le flux de transpiration est plus fort. En effet, les températures de la toiture étant plus faibles pendant la nuit claire, une condensation plus importante peut être escomptée. Cette remarque est vraie à humidité absolue identique, or il s'avère que l'humidité absolue dans la serre lors de la nuit nuageuse est plus élevée que lors de la nuit claire. Le niveau d'humidité absolue est donc aussi un facteur prépondérant affectant les risques de condensation. Il explique aussi la moindre transpiration du végétal pendant la nuit nuageuse, puisque qu'il correspond à un déficit de pression de vapeur plus faible.

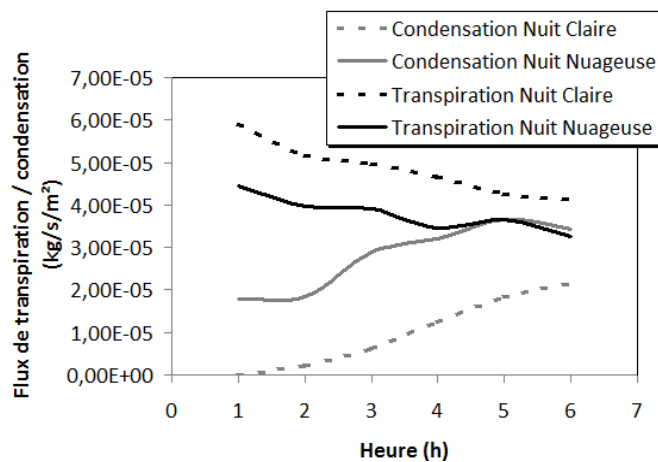


Figure 102 : Evolution du flux de transpiration et de la condensation au cours de la nuit.

Cette observation amène à un questionnement au sujet de la stratégie à adopter en matière de gestion de l'humidité dans les serres. Actuellement, la déshumidification se fait le plus souvent au moment où l'humidité relative est la plus forte afin de ne pas dépasser un certain taux d'humidité, mais il s'agit aussi du moment où les besoins de chauffage sont les plus importants. Le rôle joué par l'humidité absolue initiale sur les risques de condensation nous amène à essayer de jouer sur le taux d'humidité dans la serre, au moment où les besoins de chauffage sont les plus faibles.

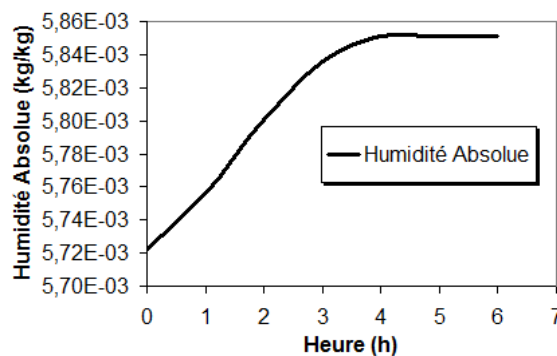


Figure 103 : Evolution de l'humidité absolue moyenne dans la serre au cours de la nuit claire.

Pour clore, cette partie bilan hydrique, il peut être intéressant de présenter la distribution de la condensation le long de la toiture (Figure 104 et 105, l'origine de l'abscisse de cette figure correspond à la limite ouest du compartiment). En effet, il s'avère que la condensation apparaît essentiellement sur la toiture ouest du compartiment et que la distribution de flux condensé sur cette paroi est différente pour la nuit claire et la nuit nuageuse. La condensation influence naturellement la distribution de l'humidité absolue au voisinage de la paroi et explique pourquoi elle présente les valeurs les plus faibles à cet endroit.

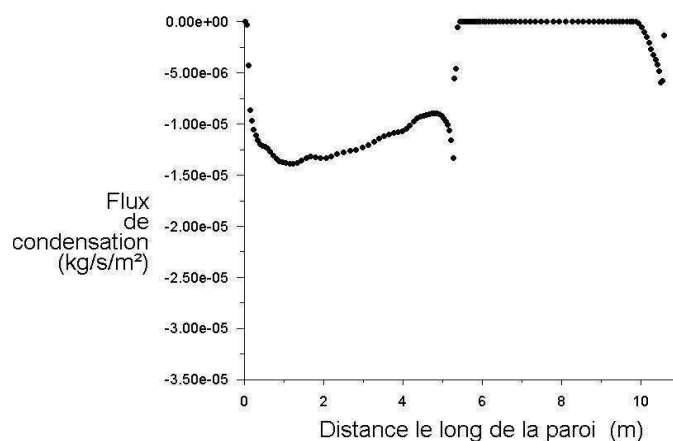


Figure 104 : Distribution de la condensation le long de la toiture pour une nuit claire

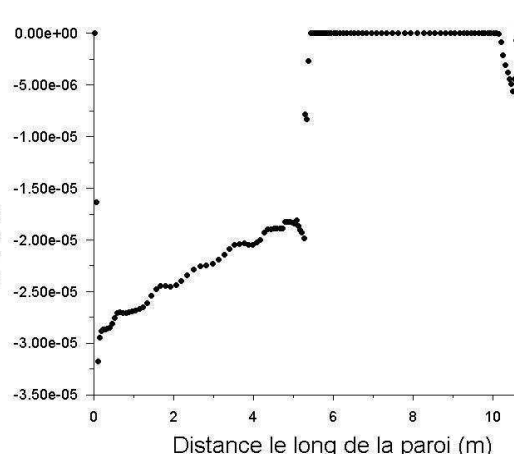


Figure 105 : Distribution de la condensation le long de la toiture pour une nuit nuageuse

Ces valeurs doivent néanmoins être relativisées du fait de l'erreur observée entre la mesure et la simulation en ce qui concerne les températures de paroi qui est un paramètre prépondérant dans la régulation du flux de condensation.

5.7.b) Bilans énergétiques

Les bilans énergétiques réalisés sur la serre concernent principalement la caractérisation des déperditions thermiques au niveau de la toiture. En effet, les apports énergétiques dans la serre sont connus et sont ceux mesurés lors des campagnes expérimentales. Ils sont rappelés dans le tableau 18 :

	Nuit Nuageuse			Nuit Claire		
	Chauffage Sol	Chauffage Aérien	Total	Chauffage Sol	Chauffage Aérien	Total
0h	32	1	33	28	88	116
1h	40	11	50	26	52	78
2h	41	21	62	29	55	83
3h	43	2	45	36	57	93
4h	46	0	46	36	53	89
5h	49	1	50	34	52	86
6h	49	1	50	35	56	90

Tableau 18 : Récapitulatifs des flux de chauffage (en $W.m^{-2}$ de sol).

Puisque la température de la serre est maintenue à $16^{\circ}C$ par régulation des flux de chauffage, il n'y a pas de phénomène de stockage de chaleur dans l'air. Le flux de chauffage est ajusté pour compenser les pertes de la serre qui ont lieu exclusivement au niveau la toiture. Comme Ces pertes ont deux causes principales : les échanges radiatifs et les échanges convectifs avec

l'extérieur. La contribution de chacune de ces pertes aux déperditions totales est évaluée et consigné dans le tableau 19 :

	Déperditions nuit claire (W/m ²)			Déperditions nuit nuageuse (W/m ²)		
	totales	Radiatives	Convectives	totales	radiatives	convectives
1h	1114	790	324	759	515	244
2h	1098	812	286	804	534	270
3h	1153	817	336	853	562	291
4h	1174	819	355	868	569	299
5h	1166	816	350	880	573	307
6h	1183	820	363	855	547	308
7h	1183	817	366	855	547	308

Tableau 19 : Quantification des pertes radiatives et convectives au niveau de la toiture.

Les pertes convectives sont du même ordre de grandeur pour les deux types de nuit et ne dépendent que de la différence de température entre la toiture et l'air extérieur puisque les conditions extérieures sur la vitesse de l'air sont identiques. Puisque les températures de toiture sont surestimées dans les simulations en comparaison des mesures, cet écart de température est en réalité certainement plus important et donc les pertes convectives données ici peuvent être sous estimées.

Toujours est-il que les déperditions de chaleur au niveau de la toiture sont plus importantes pour la nuit claire du fait des pertes radiatives plus importantes que pendant la nuit nuageuse (+48% en moyenne).

Le tableau 20 présente la proportion des pertes radiatives et convectives. Aucune variation significative n'est constatée au cours de la nuit. La principale différence a trait à la comparaison des deux types de nuit. La part des pertes radiatives représente en moyenne 71% des pertes durant une nuit claire et 66% durant une nuit nuageuse.

	Déperditions nuit claire		Déperditions nuit nuageuse	
	radiatives	Convectives	radiatives	convectives
1h	71%	29%	68%	32%
2h	74%	26%	66%	34%
3h	71%	29%	66%	34%
4h	70%	30%	66%	34%
5h	70%	30%	65%	35%
6h	69%	31%	64%	36%
7h	69%	31%	64%	36%

Tableau 20 : Proportion des pertes radiatives et convectives au niveau de la toiture.

IV. Cas de jour

Les simulations menées pendant le jour ont pour but principal de prendre en compte la course du soleil. Elles intègrent donc les développements et validations exposés dans les étapes de simulation préliminaire :

l'impact du sol : la conduction de la chaleur dans le sol et donc les phénomènes de stockage/restitution d'énergie selon le moment de la journée.

la prise en compte de la décroissance du rayonnement à travers le modèle DO appliqué à la végétation et donc sa variation au cours de la journée selon l'angle sous lequel le rayonnement solaire traverse le couvert végétal.

Une journée parfaitement ensoleillée a été retenue (20 mai 2010) afin de mener ces simulations numériques. Les ouvrants de la serre sont complètement ouverts tout au long de la journée et les écrans d'ombrages complètement repliés. Les conditions de culture des compartiments adjacents ne sont pas contrôlées, en particulier la position des écrans d'ombrage, si bien que du fait d'ombres portées par ceux-ci sur le compartiment d'étude, il a fallu restreindre la période d'étude à la plage horaire 8h-16h (heure solaire).

1. Domaine de calcul et maillage

Le domaine de calcul (Figure 106) comprend le compartiment de serre étudié et le volume d'air au dessus de celui-ci. Du fait de contraintes techniques qui empêchent de définir des conditions limites radiatives variables au niveau de l'entrée et de la sortie d'air (cf. IV.2), le domaine est étendu au compartiment en amont et à celui en aval afin que le rayonnement solaire incident sur le compartiment de serre étudié soit bien représentatif de la réalité durant la période d'étude (8h - 16h). Le domaine de calcul est donc large de 29.4 m et haut de 10 m.

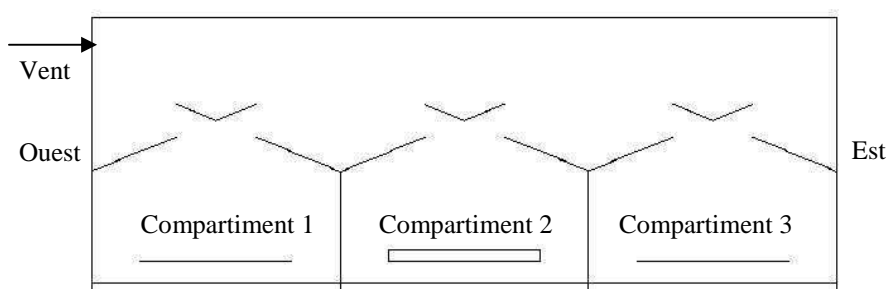


Figure 106 : Domaine de calcul.

Le maillage retenu (Figure 107) est semblable au maillage utilisé pour les conditions de nuit, structuré quadratique et comporte 51810 mailles de dimension moyenne 8.9x6.3 cm.

Comme pour les conditions de nuit, le volume correspondant au couvert végétal est discrétisé pour les trois compartiments mais seule l'interaction avec le végétal est considérée dans le compartiment central (compartiment 2).

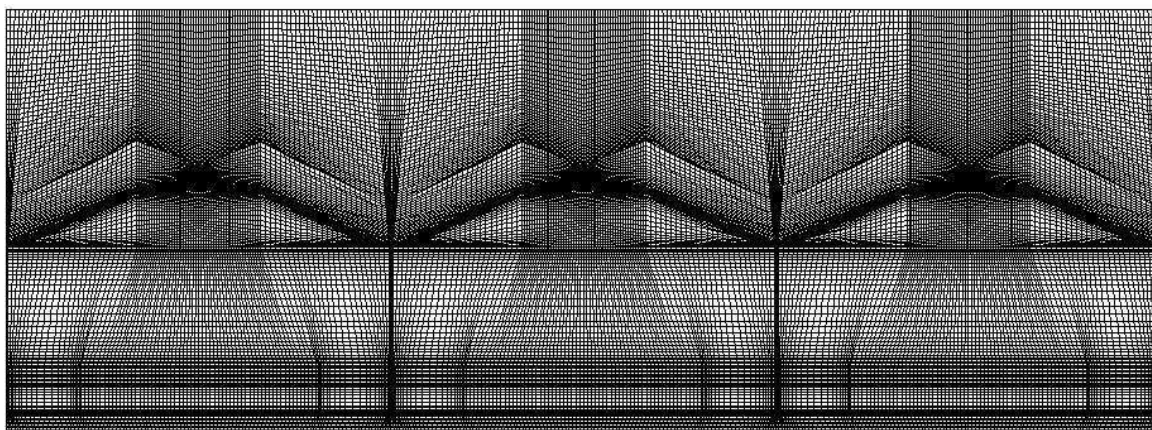


Figure 107 : Maillage du domaine de calcul.

2. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont relativement semblables à celles utilisées pour les cas de nuit. Les limites latérales au niveau de la serre se voient imposer une température (Figure 108) qui est quasiment identique à l'est et à l'ouest. Les limites latérales au niveau de l'air sont :

- une entrée d'air à l'ouest à une vitesse, une teneur en eau (Figure 109) et une température (Figure 108) de l'air variables au cours de la journée.
- une sortie d'air de type "outlet" à l'est (i.e. gradient horizontal nul pour toutes les variables sauf pour la pression).

Pour ces deux parois, étant donné qu'il n'est pas possible de définir des conditions limites radiatives variables et dissociées pour chaque gamme de longueur d'onde, une température radiative est définie afin de correspondre à un rayonnement radiatif atmosphérique d'un ciel clair, c'est à dire 250W.m^{-2} .

A la limite inférieure du domaine de calcul, une condition adiabatique est appliquée.

Enfin, pour la limite supérieure du domaine de calcul, une condition limite avec paroi glissante avec une vitesse et une température d'air égale à celles à l'entrée est retenue. Les conditions radiatives sont celles utilisées et décrites dans l'étape préliminaire concernant la décroissance du rayonnement dans le végétal (cf II.3).

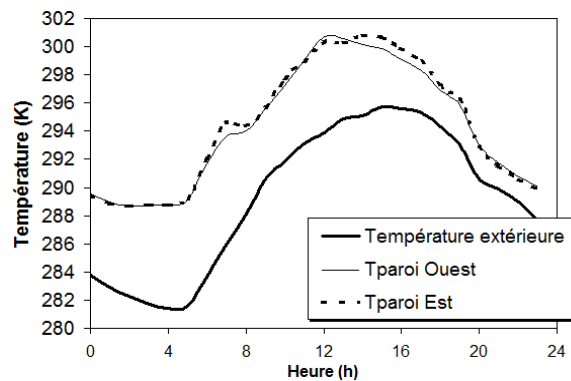


Figure 108 : Température de paroi et température de l'air extérieur.

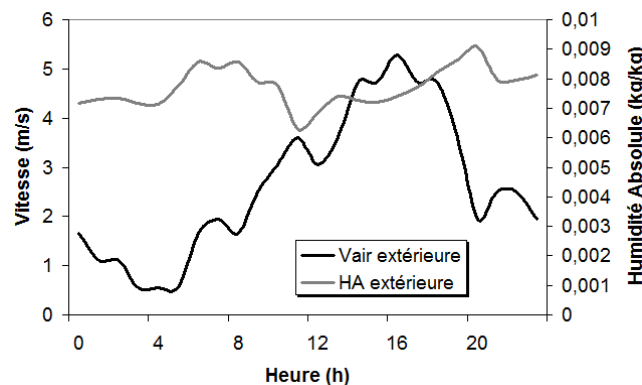


Figure 109 : Humidité absolue et vitesse de l'air extérieur.

3. Correction de l'absorption du rayonnement par le milieu poreux

La prise en compte de la décroissance du rayonnement dans le végétal, et donc de l'absorption de ce rayonnement via la résolution de l'ETR (en assimilant le végétal à un milieu semi transparent) induit l'ajout d'un terme source dans l'équation de l'énergie (Equation 41). Or, ce rayonnement est absorbé par le végétal (et transformé en chaleur latente et sensible) et non par l'air (milieux poreux). De ce fait, la température de l'air du milieu poreux correspondant au couvert végétal va être fortement augmentée alors qu'en réalité celle-ci ne devrait être modifiée que par le flux de chaleur sensible échangé avec les feuilles (la température des feuilles résulte bien quant à elle du bilan réalisé en considérant le rayonnement absorbé.) Il est donc nécessaire de compenser le terme source associé à ce rayonnement induit absorbé par un terme puits de même valeur dans l'équation de l'énergie.

Le milieu étant considéré comme non diffusant, et seulement absorbant pour les courtes longueurs d'ondes, ce terme puits se résume à l'intégrale de la luminance sur tout le contour de la maille multiplié le coefficient d'absorption pour les courtes longueurs d'ondes :

$$S_{\text{compensation}} = \kappa_{\lambda} \int_{4\pi} I_{\lambda}(s, \vec{\Omega}) \cdot d\Omega \cdot d\lambda \quad (83)$$

Cette correction est réalisée via une UDF spécifique (annexe F).

4. Conditions initiales

Les conditions initiales sont pour une part fixées à partir des mesures réalisées dans la serre à minuit (Tableau 21) et pour une autre part à partir du travail réalisé dans les étapes préliminaires pour les températures dans le sol dont il est primordial de prendre en compte l'inertie.

T _{air} dans la serre (K)	288.9
T _{air} dans le végétal (K)	288.2
T _f (K)	287.6
Humidité absolue de l'air dans la serre (kg.kg ⁻¹)	0.0053
Humidité absolue dans le végétal (kg.kg ⁻¹)	0.0069
Température de toiture	275.3

Tableau 21 : Conditions initiales des simulations de jour.

5. Performance du modèle

5.1. Vitesse de l'air

Les ouvrants sont, pour cette configuration, complètement ouverts. Les échanges de masse d'air entre l'extérieur et l'intérieur de la serre sont donc importants et les paramètres climatiques de l'air extérieur (vitesse, température, humidité) ont une influence sensible sur le climat dans la serre comme l'exploitation des campagnes de mesure l'a mis en exergue (cf. Chapitre 5.III). Il est donc important de commencer par présenter la distribution des vecteurs vitesse dans la serre (Figure 110). Conformément à ce à quoi on pouvait s'attendre (Ould Khoua, 2006), une cellule rotative s'instaure dans le compartiment de serre. Les vitesses (Figure 110) sont sensiblement plus élevées que pour les cas de nuit et atteignent 1 m.s⁻¹ au maximum dans le compartiment (au contact des parois).

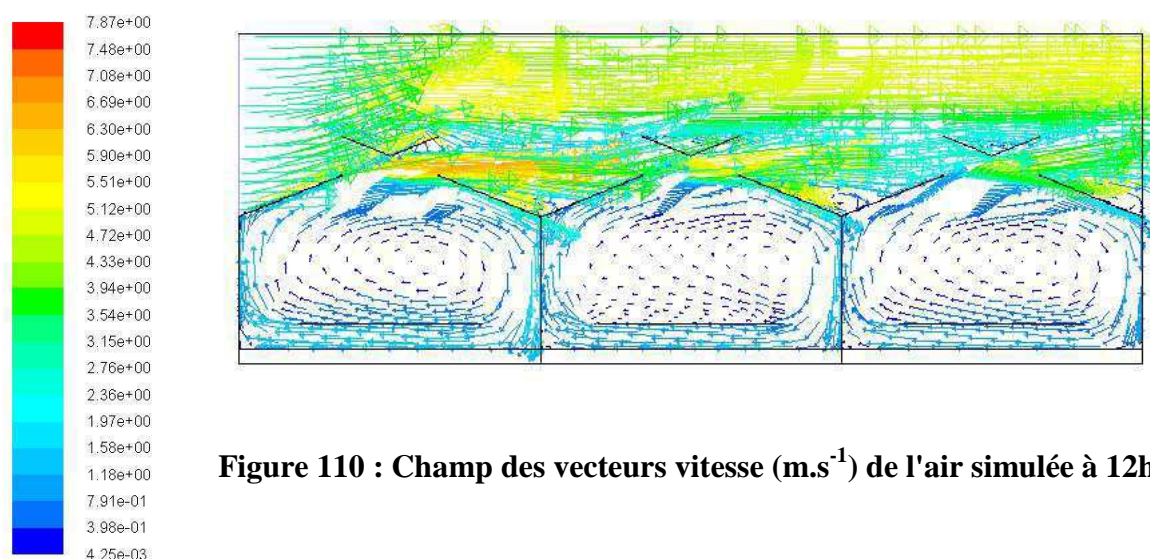


Figure 110 : Champ des vecteurs vitesse ($m.s^{-1}$) de l'air simulée à 12h.

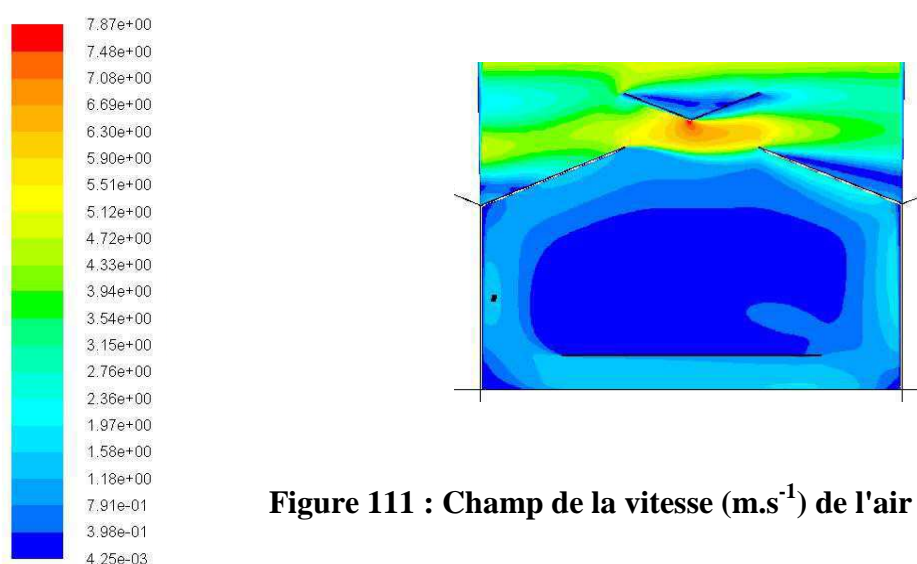


Figure 111 : Champ de la vitesse ($m.s^{-1}$) de l'air simulée à 12h.

5.2. Température de l'air

La température de l'air dans la serre simulée et comparée à la mesure (Figure 112) est la moyenne des températures au dessus du couvert végétal. De très faibles écarts (au maximum $0.4^{\circ}C$) sont constatés entre simulation et mesure. Compte tenu des relativement faibles gradients observés dans la serre (Figure 113), ces résultats indiquent une bonne prise en compte de l'effet du rayonnement solaire et des échanges de masse d'air avec l'extérieur qui sont deux facteurs principaux expliquant le niveau de température dans la serre (cf. Chapitre 5.III).

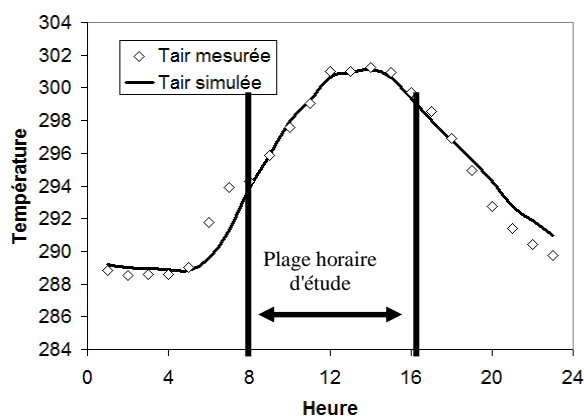


Figure 112 : Evolution de la température de l'air simulée et mesurée au-dessus du végétal

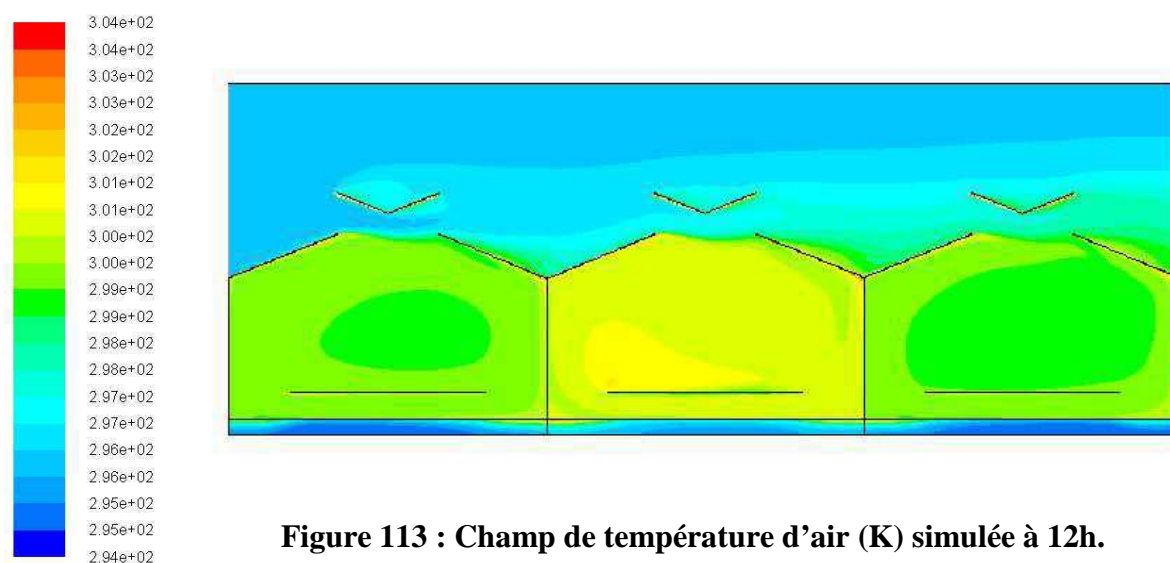


Figure 113 : Champ de température d'air (K) simulée à 12h.

5.3. Humidité de l'air

Les humidités de l'air simulées et mesurées présentées sur la Figure 114 correspondent à des humidités moyennes au-dessus du couvert végétal (15cm). L'humidité simulée est légèrement supérieure à l'humidité mesurée sauf à 8h et 9h, mais les écarts ne dépassent pas 2 points d'humidité (de l'ordre de l'incertitude de mesure du capteur d'humidité). Les résultats obtenus pour ce paramètre sont donc tout à fait satisfaisants.

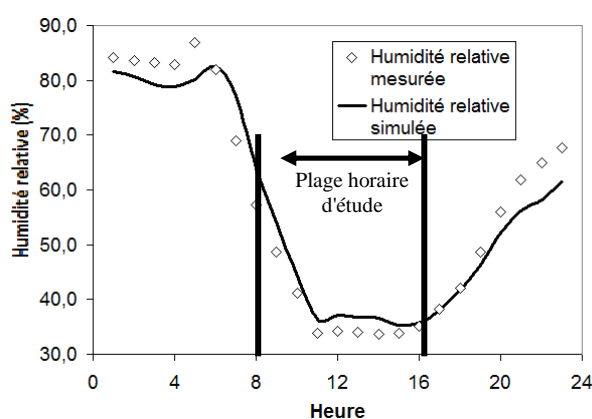


Figure 114 : Evolution de l'humidité de l'air simulée et mesurée dans le couvert végétal.

5.4. Température du sol

La température à la surface du sol est comparée aux mesures réalisées (Figure 115). La température simulée est une moyenne sur toute la surface du sol du compartiment 2 et la température mesurée à laquelle on compare les simulations est une moyenne des températures du sol sous et en dehors des tablettes pondérée par les surfaces qu'elles représentent. La moyenne de l'écart absolue entre mesure et simulations pour les valeurs de la plage d'étude est de 0.3°C avec un écart maximum de 0.7°C à 10h. Le modèle restitue donc correctement l'interaction du sol avec le climat aérien de la serre. Il reste à comparer les flux de chaleur stockés et restitués par le sol ce qui fera l'objet d'une partie des bilans énergétiques (cf. V).

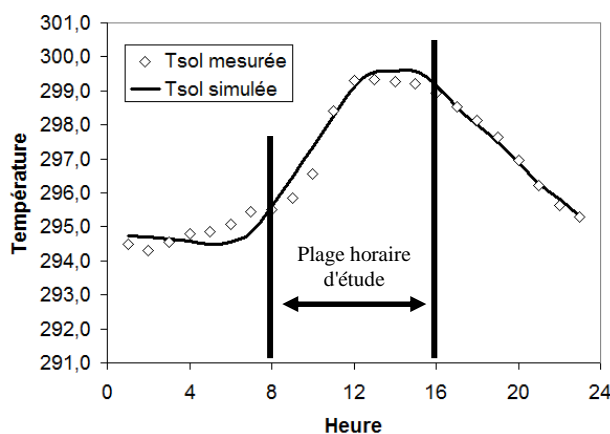


Figure 115 : Evolution de la température de surface du sol simulée et mesurée.

L'ensemble des paramètres climatiques (température, humidité de l'air, température du sol) autour du végétal semblent donc être convenablement pris en considération et la suite des résultats numériques présentés concerne le microclimat dans le végétal.

5.5. Paramètres climatiques dans le végétal

La température de l'air dans le végétal est sur estimée par les simulations de 1.3°C en moyenne et cette sur estimation atteint même 2.3°C à 2.5°C entre 11h et 12h (Figure 116) quand le rayonnement solaire est maximum. Comme pour les cas de nuit, il semble donc que l'interaction entre le végétal et le climat ne restitue pas correctement les gradients de température. Alors que les différences mesurées entre la température au dessus du couvert et dans le couvert atteignent jusqu'à 5°C, les simulations aboutissent à des écarts maximum de 3°C. Le même type d'observation peut être fait au sujet de l'humidité.

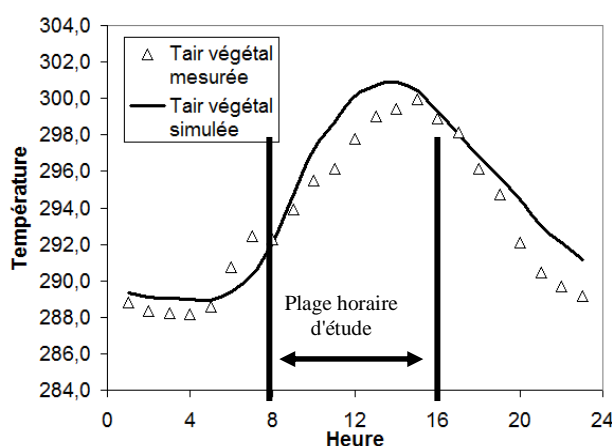


Figure 116 : Evolution de la température de l'air simulée et mesurée dans le couvert végétal.

Cependant des écarts de températures existent tout de même entre les couches les plus basses du végétal et celle les plus hautes comme le montre la distribution de température de l'air dans le végétal (Figure 117). Ces écarts s'expliquent par la bonne prise en compte des gradients de température de feuille (Figures 118 et 119), eux même liés à la décroissance de la température du végétal (cf II.3) et du flux de transpiration (Figure 120).

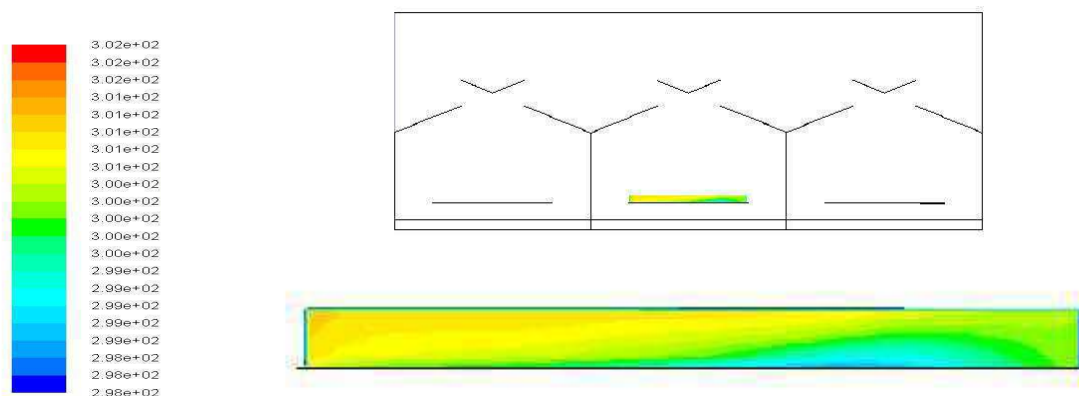


Figure 117 : Champ de température (K) de l'air simulée dans le végétal à 12h.

La température des feuilles les plus hautes (40 cm dans le couvert végétal) est en effet 6°C à 7°C supérieure aux feuilles les plus basses (10 cm) ce qui correspond à l'ordre de grandeur des mesures expérimentales. La comparaison des températures moyennes de feuille (mesurées et simulées) présentées sur la Figure 121 ne montre en effet que de faibles écarts (1°C en moyenne) compte tenu de l'impact de la position du capteur de température sur la température moyenne expérimentale, notamment pour les couches les plus hautes. En effet, entre 30cm et 40cm, des écarts de température simulée atteignent jusqu'à 4°C. La mesure des températures dans cette couche, la plus haute du végétal, comptant pour 1/3 dans la température moyenne, la position exacte du capteur peut avoir une influence importante sur la température moyenne du végétal.

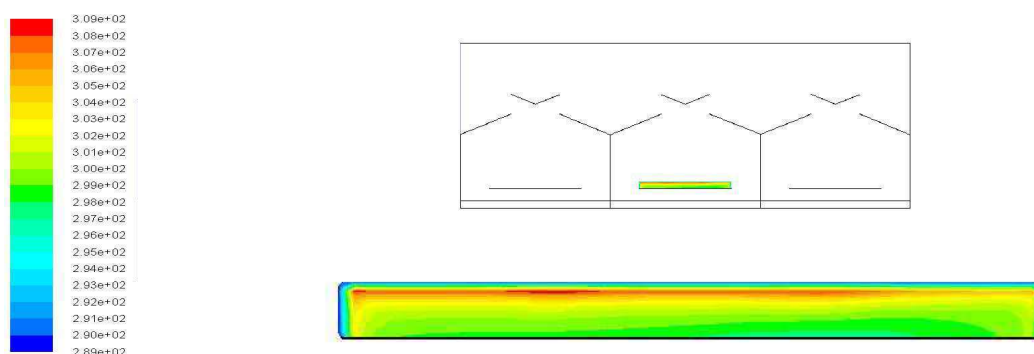


Figure 118 : Champ de température (K) de feuille simulée à 12h.

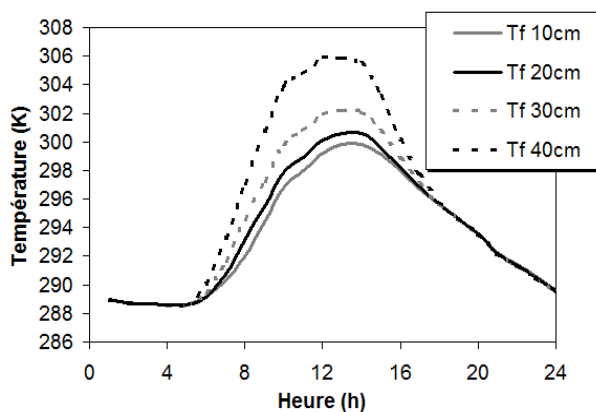


Figure 119 : Evolution des températures de feuille simulées pour différentes hauteurs dans le végétal.

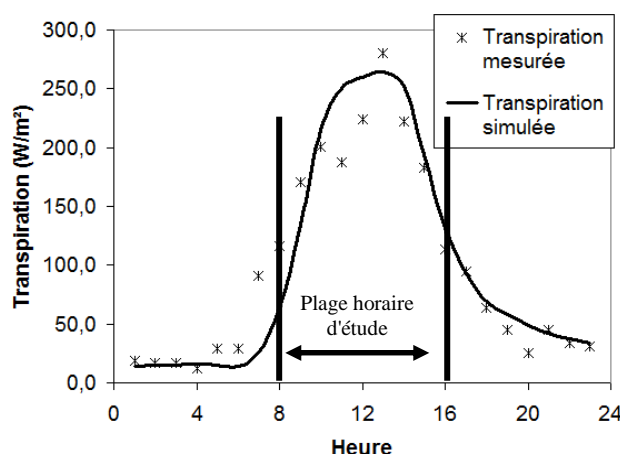


Figure 120: Evolution de la transpiration simulée et mesurée.

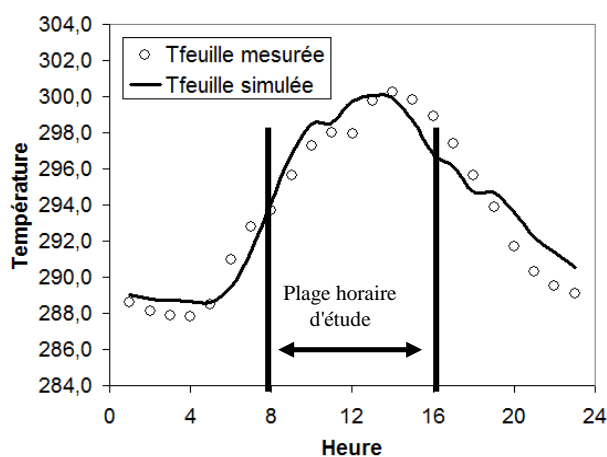


Figure 121 : Evolution de la température de feuille simulée et mesurée.

5.6. Synthèse

L'ensemble des résultats présentés dans cette partie et permettant de rendre compte de la performance du modèle sont synthétisés dans le tableau 22 en utilisant, comme pour le cas de nuit, un critère de type RMS.

	RMS
Tair (°C)	0,28
HR (%)	3,59
Tair Végétal (°C)	1,54
HR Végétal (%)	13,95
Tf (°C)	1,20
Ts (°C)	0,40
Transpiration (W/m ²)	35,36

Tableau 22 : RMS pour les simulations de jour.

Il faut retenir que le modèle utilisé restitue bien la dynamique des températures et humidités dans la serre ainsi que pour les températures de feuille et la transpiration du couvert.

Cependant, la température et l'humidité dans le couvert végétal ne sont pas bien simulées du fait de l'existence de gradients trop faibles entre l'air dans et au dessus du végétal.

V. Bilans hydriques et énergétiques

1. Bilans hydriques

Le modèle de climat distribué permet d'aborder finement les échanges au niveau du végétal, en particulier de connaître précisément la distribution spatiale de la transpiration et son évolution au cours de la journée. L'application de modèles de transpiration à un végétal divisé en deux couches horizontales sur la base de données expérimentales (Chapitre 6) a fourni des résultats qui donnent des éléments de validation pour les simulations numériques. En particulier il a été montré que pendant la nuit que la contribution de la couche supérieure du végétal à la transpiration totale est comprise entre 60% et 70% selon le modèle de transpiration utilisé. Cependant, compte tenu de l'existence de gradients d'humidité et de température quasiment nuls et de la distribution de la densité de feuille, une contribution proche de 70% était plutôt attendue. De jour, la contribution de la couche supérieure est nettement prépondérante (entre 80% et 85%).

La Figure 122, issue des simulations numériques, présente les contributions de la moitié supérieure et inférieure du végétal à la transpiration totale. Durant le jour, la couche supérieure du végétal contribue pour 80% à la transpiration totale du végétal, ce qui recoupe, malgré une légère sous estimation, les résultats obtenus à partir des modèles de transpiration utilisant les données expérimentales. Durant la nuit, les deux couches contribuent dans la même proportion (52%-48%). L'écart avec les résultats expérimentaux se justifie par le fait que le végétal est considéré comme étant homogène en termes de distribution de feuille, ce qui ne reflète pas exactement les conditions expérimentales. Cela explique également la légère sous estimation de la contribution de la couche supérieure à la transpiration totale durant la journée et met aussi en évidence, la nécessité d'aller vers plus de précision dans la discrétisation du végétal.

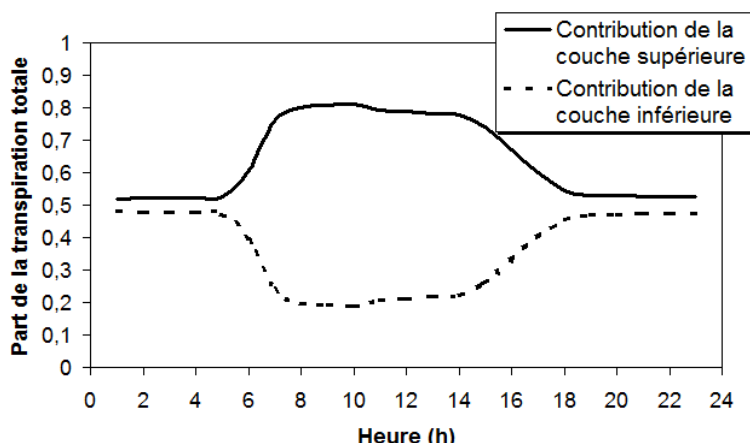


Figure 122 : Contribution de chacune des deux couches du végétal à la transpiration totale.

2. Bilans énergétiques

Des bilans énergétiques ont été réalisés afin de quantifier les flux de chaleur échangés entre les divers éléments de la serre. Ils permettent de comprendre comment est répartie l'énergie solaire reçue, moteur principal des échanges énergétiques dans la serre.

La quasi-totalité de l'énergie reçue par la serre provient du rayonnement solaire incident ; cette énergie est en partie absorbée par les parois de la toiture de la serre contribuant à augmenter leur température. La part transmise est :

- absorbée par le végétal, une part servant à la transpiration (énergie de changement d'état de l'eau), l'autre part augmentant la température du végétal et donc le flux de chaleur sensible échangé avec l'air ;

- stockée dans le sol via les phénomènes de conduction de la chaleur vers les couches les plus profondes ;

- utilisée pour augmenter la température des éléments de la serre (tablette, paroi latérale, air,...).

La ventilation de la serre contribue généralement à la réduction de la température des éléments de la serre et de l'air via l'évacuation de masses d'air chaud. Il convient de quantifier l'ensemble ces échanges.

2.1. Bilans énergétiques sur le végétal

Le végétal reçoit une partie du rayonnement solaire transmise par la toiture et en absorbe une large part. Ce rayonnement absorbé contribue à l'augmentation de la température du végétal et au changement d'état de l'eau liquide en vapeur d'eau à travers la transpiration de la plante. Ce mécanisme lui permet de se prémunir d'une trop forte augmentation de sa température. La

Figure 123 détaille l'évolution de toutes ces composantes au cours de la journée. Ainsi on constate qu'au midi solaire, 65% du flux solaire atteint la surface du végétal. 42% de ce rayonnement absorbé contribue au phénomène de transpiration alors que les 58% restant représentent la chaleur sensible échangée avec l'air pour l'ensemble du végétal (la distribution verticale de cette chaleur sensible échangée avec l'air étant relativement hétérogène) qui contribue au réchauffement de l'air.

La nuit, en revanche, les échanges de chaleur sensible sont inversés si bien que c'est l'air qui cède de la chaleur au végétal.

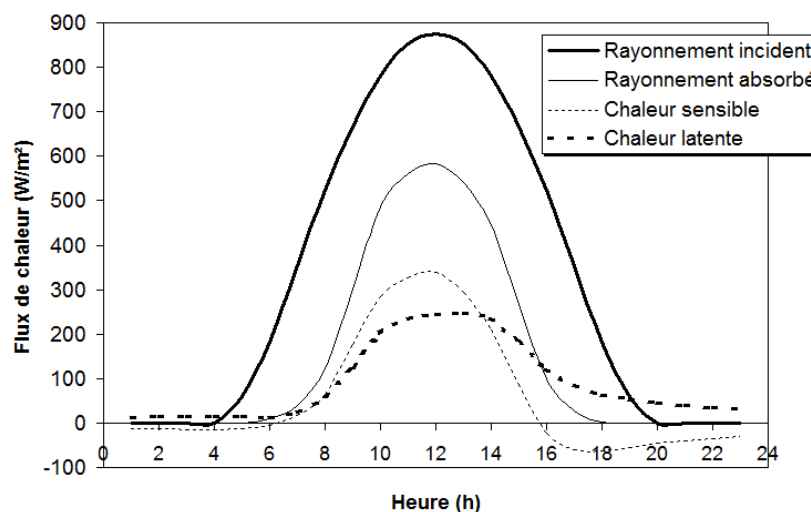


Figure 123 : Bilan de chaleur sur le végétal

2.2. Bilans énergétiques à l'échelle de la serre

Dans cette partie tous les flux de chaleur considérés sont rapportés à un mètre carré de sol de la serre.

Comme précisé précédemment, le rayonnement solaire incident est l'énergie motrice de la serre et sa principale source d'énergie.

Une part est absorbée par le végétal, conduisant ainsi à un échange de chaleur sensible avec l'air, et à une consommation d'énergie liée à la transpiration. Le végétal n'occupe que 6m des 9.8m de large de la serre, les flux mis en jeu et présentés précédemment doivent donc être modifiés au prorata des surfaces occupées.

Une autre part atteint le sol et les divers éléments (tablette, toiture, ouvrants,...) présents dans la serre, contribuant ainsi à l'augmentation de leur température. L'inertie thermique de ces éléments étant faible (il s'agit de faibles volumes), leur contribution ne représente qu'un flux maximum de $5 W.m^{-2}$. Ce flux peut donc être négligé devant les

autres grandeurs mises en jeu. Cela n'est pas le cas de l'énergie stockée dans le sol qui représente un volume bien plus important et induit des échanges convectifs qui contribuent à l'augmentation ou à la diminution de la température de l'air de la serre. Enfin l'air de la serre peut aussi faire l'objet d'un bilan énergétique : il échange de l'énergie avec les éléments de la serre par convection et contribue aussi à faire varier sa température. Une part sera convectée et évacuée à l'extérieur de la serre par transfert de masse d'air, l'autre sera « conservée » à l'intérieur de la serre sous forme de capacité calorifique. L'air ayant une masse volumique très faible, cette seconde part peut, compte tenu des variations de température, être négligée (le flux maximal échangé représente 7 W.m^{-2}). La part d'énergie évacuée via la ventilation est estimée en utilisant les valeurs de température de l'air en sortie et en entrée afin de réaliser un bilan (le débit d'air entrant dans le volume étant égal au débit d'air sortant).

L'« utilisation » du rayonnement solaire au niveau de la serre est synthétisée sur la Figure 124.

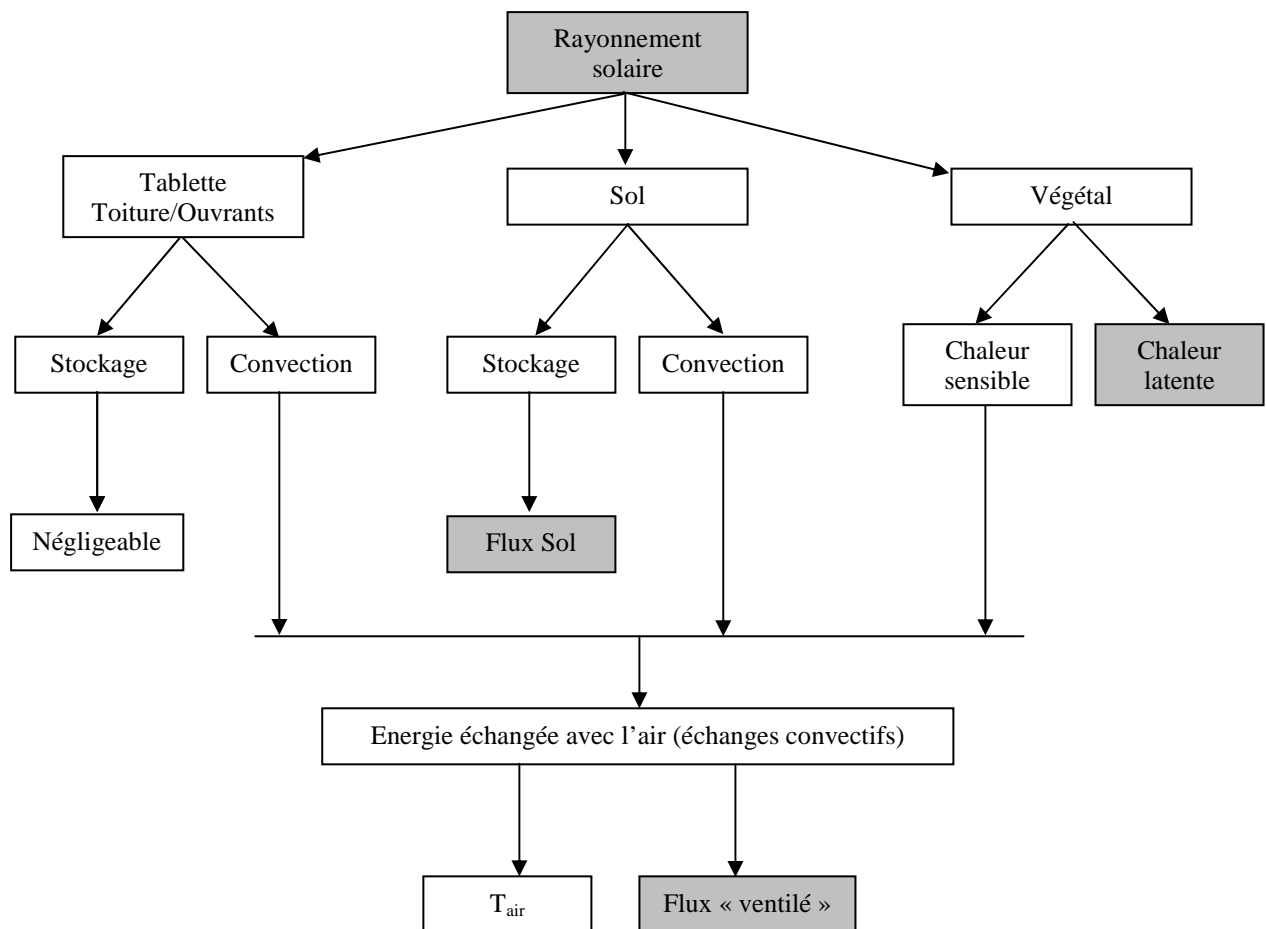


Figure 124 : Bilan énergétique

Au final, le bilan de l'utilisation de l'énergie solaire s'exprime de la manière suivante :

$$\text{Rayonnement} = Q_{sol} + Q_{ventilée} + Q_l + \Delta Q$$

avec

Q_{sol} : le flux de chaleur stocké dans le sol,

$Q_{ventilée}$: l'énergie évacuée par ventilation de la serre

Q_l : la chaleur latente liée à la transpiration du végétal

ΔQ : le gain ou perte d'énergie pour la serre

La Figure 125 synthétise l'évolution de ces flux de chaleur au niveau de la serre au cours de la journée. Le rôle de la ventilation est donc primordial pour éviter de trop fortes augmentations de température à l'intérieur de la serre puisqu'on constate qu'elle représente le 1^{er} vecteur de la dissipation du rayonnement solaire devant la consommation d'énergie via la transpiration et le stockage d'énergie dans le sol.

On constate que le bilan n'est pas équilibré à chaque instant et que le compartiment de serre gagne de l'énergie durant la période 6h-16h et en perd durant le reste de la journée.

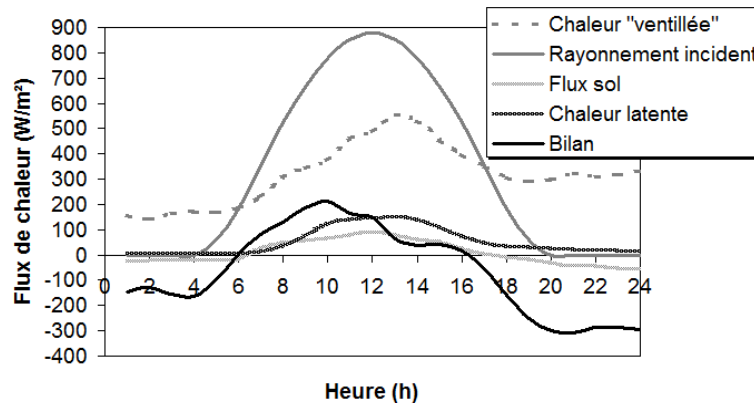


Figure 125 : Evolution temporelle du bilan d'énergie réalisée sur la serre

Conclusions et perspectives

L'objectif de ce travail de thèse est de développer un modèle numérique instationnaire permettant de simuler l'évolution du climat distribué sous serre à la fois pour des conditions de nuit en présence de chauffage et pour des conditions diurnes pendant lesquelles l'influence du rayonnement solaire est prépondérante. Le modèle prend en compte les transferts de masse d'air, les échanges convectifs au niveau des éléments de la serre, radiatifs, conductifs dans le sol, ainsi que l'interaction (mécanique et écophysologique) entre le végétal et son environnement. Les transferts de masse de vapeur d'eau sont également considérés, éventuellement impactés, s'il y a lieu par les phénomènes de condensation.

La thèse s'appuie sur des approches expérimentales et numériques qui ont pour ambition d'être appliquées à deux situations correspondant aux problématiques auxquelles les producteurs doivent faire face :

- une situation de printemps où les températures nocturnes demeurent fraîches et le recours aux systèmes de chauffage peut encore être nécessaire et où l'ensoleillement en journée peut conduire à des températures trop élevées dans la serre ;
- une situation hivernale où le chauffage est indispensable et durant laquelle les problématiques de gestion de l'humidité conduisent à une utilisation non rationnelle de l'énergie.

L'exploitation des modèles de simulation développés permet au final de réaliser des bilans hydriques et énergétiques.

Des campagnes de mesures ont été menées au printemps 2010 et à l'hiver 2011 pour répondre aux besoins concernant les deux situations étudiées. Ces campagnes de mesures ont pour objectif d'explorer, dans un premier temps, la distribution des paramètres climatiques dans la serre, en particulier dans l'environnement proche du végétal afin de pouvoir mieux comprendre l'influence des uns sur les autres. Dans un second temps, ces campagnes de mesures permettent de fournir des données d'entrée et de validation pour les modèles numériques développés.

Les campagnes de mesures de nuit en présence de chauffage ont mis en évidence les besoins plus importants en chauffage et les températures de toiture plus basses lors des nuits

claires. La distribution des paramètres climatiques dans la serre sont en revanche semblables pour les deux types de nuit puisque du fait de la régulation en température de la serre, le climat établi est comparable.

Les campagnes de mesure menées au printemps 2010 ont permis de mettre en évidence l'influence prépondérante du rayonnement solaire sur la température et la transpiration du végétal. Les gradients de température et d'humidité de l'air qui s'amplifient dès lors que le rayonnement solaire influence le climat dans la serre ont été quantifiés, en particulier dans l'environnement proche du végétal. Le phénomène de stockage-restitution de chaleur dans le sol a été mis en évidence et analysé. Enfin, la sensibilité du taux d'humidité ainsi que la moindre dépendance de la température vis-à-vis de la « qualité » de la ventilation a été démontrée.

Les données expérimentales ont été exploitées afin de mettre en œuvre les modèles de transpiration. Les modalités d'application de ces modèles prévus initialement pour des cultures en condition extérieure ont été discutées et des solutions sont proposées pour les appliquer à des végétaux cultivés sous serre. En guise de prolongement, l'application des modèles de transpiration à un végétal divisé en 2 couches a été validée. Cette approche permet de fournir de précieuses informations sur la distribution de la transpiration du végétal, améliore la compréhension des mécanismes intervenant au niveau du couvert et permet l'identification des principaux paramètres qui affectent la transpiration.

Les simulations numériques comportent en premier lieu des développements préliminaires concernant les transferts thermiques dans le sol et les transferts radiatifs dans le couvert végétal. Les premiers permettent, en autres, l'identification de la conductivité thermique du sol et de la condition initiale de la distribution de température dans le sol. Les seconds sont des développements novateurs concernant la résolution de l'équation de transfert radiatif dans le volume correspondant au végétal. Cette seconde étape préliminaire qui a été validée permet de récupérer directement le rayonnement absorbé par le végétal afin de l'utiliser dans le sous modèle de culture.

Les simulations appliquées à la situation nocturne en présence de chauffage dans une serre fermée mettent en œuvre les développements réalisés pour simuler les phénomènes de condensation. La prise en compte de ces mécanismes de condensation couplée à l'utilisation

d'un sous modèle de culture interagissant avec le climat est une approche novatrice. Les résultats (température et humidité) obtenus avec les simulations sont en bon accord avec les relevés expérimentaux (écarts moyen de 1°C environ) effectués in-situ. Seules les températures de toiture présentent une surestimation importante (3°C environ). Les gradients de température simulés plus faibles que ceux constatés expérimentalement s'expliquent par un brassage de l'air trop important à l'intérieur de la serre. Ce brassage excessif explique également pourquoi les températures de toiture sont surestimées puisqu'il favorise le réchauffement de la toiture par l'air intérieur. L'exploitation de cette situation a permis d'identifier le moment où apparaît la condensation, de localiser les endroits où les risques de condensations sont les plus importants et de mettre en évidence et de quantifier la contribution prépondérante des pertes radiatives aux pertes thermiques de la serre, contribution d'autant plus prépondérante que les nuits sont claires.

Les simulations appliquées à la situation diurne intègrent les développements préliminaires suivants :

- la prise en compte des transferts de chaleur dans le sol permet de mettre en évidence et de quantifier le phénomène de stockage-restitution de la chaleur par le sol ;
- la résolution de l'équation de transfert radiatif permet de prendre parfaitement en compte l'influence du caractère directionnel du rayonnement solaire.

Les valeurs simulées avec le modèle surestiment en moyenne d'1°C environ les températures. L'humidité au dessus du végétal est correctement simulée (écart de 4 points d'humidité). En revanche les paramètres climatiques simulés dans le couvert végétal présentent de plus grands écarts avec les mesures. Bien que les gradients de température de feuille soient bien restitués, ceux de température et d'humidité de l'air dans et au dessus du végétal sont trop faibles.

Les bilans énergétiques réalisés à partir de ce modèle permettent d'identifier la manière dont est « utilisé » le rayonnement solaire pénétrant dans la serre. Ils permettent également de quantifier l'impact du végétal sur le climat de la serre.

Les écarts entre mesures et simulations les plus importants ont été identifiés entre l'air dans le végétal et au dessus du végétal. Les gradients trop faibles mettent en évidence le fait que la prise en compte du végétal peut être améliorée. En particulier, il faudrait dépasser

l'hypothèse de distribution homogène de la densité de feuille et essayer de différencier le volume correspondant aux pots et celui correspondant au végétal à proprement parler.

En ce qui concerne la prise en compte de la course du soleil, puisqu'elle ne situe pas rigoureusement dans un plan, il serait nécessaire de passer à une modélisation en 3 dimensions, ce qui permettrait aussi de considérer des écoulements d'air à l'extérieur selon une direction autre que parallèle au faitage, et aurait une influence sur l'efficacité de la ventilation et l'évolution de l'humidité dans le serre.

Enfin, la prise en compte d'un milieu diffusant, comme l'est un écran d'ombrage pourrait permettre de disposer d'un modèle se rapprochant un peu plus des conditions de cultures rencontrées en serre de production.

Une fois de telles évolutions intégrées, le modèle pourrait être utilisé et faciliter le développement de logiciels d'aide à la décision, à la conception et/ou à la gestion/régulation des paramètres climatiques.

Références bibliographiques

- Bailey, B.J., Day, W., 1999. The use of models in greenhouse environmental control. *Acta Hort. (ISHS)* 491, 93-100.
- Baille, M., Baille, A., Delmon, D., 1994a. Microclimate and transpiration of greenhouse rose crops. *Agricultural and Forest Meteorology* 71, 83-97.
- Baille, M., Baille, A., Laury, J.C., 1994b. A simplified model for predicting evapotranspiration rate of 9 ornamental species vs climate factor and leaf area. *Sci. Hortic. Amsterdam* 59, 217-232.
- Baille, M., Baille, A., Tchamitchian, M., 1990. A simple model for the estimation of greenhouse transmission: influence of structures and internal equipment. *Acta Horticulturae* 281, 35-46.
- Baptista, F.J., Bailey, B.J., Meneses, J.F., 2008. Comparison of humidity conditions in unheated tomato greenhouses with different natural ventilation management and implications for climate and botrytis cinerea control. *Acta Horticulturae* 801:1013-1020
- Baptista, F.J., Bailey, B.J., Randall, J.M., Meneses, J.F., 1999. Greenhouse ventilation rate: theory and measurement with tracer gas techniques. *J. Agric. Eng. Res.* 72, 363-374.
- Bartzanas, T., Boulard, T., Kittas, C., 2004. Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering* 88, 479-490.
- Bezari, S., Bouhdjar, A., Aït Messaoudène, N., 2007. Etude du microclimat d'une serre tunnel équipée d'un dispositif de stockage thermique dans l'eau. *Energies renouvelables* 07, 307-313.
- Bibi Triki, N., Benyarou, F., Benyoucef, B., El Sayed, M.A.R., 1999. Bilan thermique et méthode d'estimation des besoins énergétiques de la serre agricole tunnel à double paroi construite dans sa face Nord d'un mur en panneau sandwich. *Revue des Energies Renouvelables*, 77-82.
- Boulard, T., 1985. Etude du gisement de chaleur récupérable sur l'air d'une serre : comparaison avec les besoins en chauffage. *Station de Bioclimatologie, Montfavet*.
- Boulard, T., Baille, A., Mermier, M., Villette, F., 1991. Measurement of stomatal resistance and transpiration in a greenhouse tomato canopy - Comparison between a 1 layer and a multilayer model. *Agronomie* 11, 259-274.

- Boulard, T., Fatnassi, H., Roy, J.C., Lagier, J., Fargues, J., Smits, N., Rougier, M., Jeannequin, B., 2004. Effect of greenhouse ventilation on humidity of inside air and in leaf boundary-layer. *Agricultural and Forest Meteorology* 125, 225-239.
- Boulard, T., Wang, S., 2002. Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in agriculture* 34, 173-190.
- Bournet, P.E., Ould Khaoua, S.A., Boulard, T., 2007. Predicted effects of vents arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model. *Biosystems Engineering*. Volume 98, Issue 2, p. 224–234
- Boussinesq, J., 1903. *Théorie analytique de la chaleur mise en harmonie avec la thermodynamique et avec la théorie mécanique de la lumière*, volume 2, Gauthier-Villars.
- Britton, C.M., Dodd, J.D., 1976. Relationships of photosynthetically active radiation and shortwave irradiance. *Agricultural Meteorology* 17, 1-7.
- Brown, R.H., Blaser, R.E., 1968. Leaf area index ipi pasture growth. *Herb. Abstr.* 38, 1-9.
- Chassaing, P., 2000. *Turbulence en mécanique des Fluides. Analyse du phénomène en vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur*, In: Cépaudès-éditions (Ed.), Institut National Polytechnique de Toulouse.
- Darcy, H., 1956. *Les fontaines publiques de la ville de Dijon*, Paris.
- Demrati, H., Boulard, T., Fatnassi, H., Bekkaoui, A., Majdoubi, H., Elattir, H., Bouirden, L., 2007. Microclimate and transpiration of a greenhouse banana crop. *Biosystems Engineering* 98, 66-78.
- Fatnassi, H., Boulard, T., Poncet, C., Chave, M., 2006. Optimisation of greenhouse insect screening with computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering* 93, 301-312.
- Fleury, B., 1982. *Contribution à la modélisation d'un couvert végétal associatif. Modèle dynamique d'un couvert de trèfle violet (Trifolium pratense L.) en culture pure*. Mémoire de fin d'études E.N.I.T.A., Dijon.
- Fluent, 1998. *Fluent5 User's Guide*. Fluent Incorporated, Lebanon, USA.
- Fluent, 2012. *Fluent13.1 User's Guide*. Fluent Incorporated, Lebanon, USA.
- Guyot, G., 1999. *Climatologie de l'environnement. De la plante aux écosystèmes*. Masson, Paris (F.).
- Ha-Minh, H., 1991. *Physique et modélisation de la turbulence en écoulement de fluides*. Ecole de printemps de mécanique des fluides numérique.

- Haxaire, R., 1999. Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre. Université de Nice Sophia Antipolis, Nice, pp. 1-148.
- Jolliet, O., 1988. Modélisation du comportement thermique d'une serre horticole. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne.
- Jones, P.J., Whittle, G.E., 1992. Computational Fluid Dynamics for Building Air Flow Prediction - Current Status and Capabilities. *Building and Environment* 27, 321—338.
- Kichah, A., Bournet, P.E., Migeon, C., Boulard, T., 2012. Measurement and CFD simulation of microclimate characteristics and transpiration of an Impatiens pot plant crop in a greenhouse. *Biosystems Engineering* 112, 22-34.
- Kittas, C., 1994. Détermination du coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi d'une serre. *Agricultural and Forest Meteorology* 69, 205-221.
- Kittas, C., Draoui, B., Boulard, T., 1995. Quantification du taux d'aération d'une serre à ouvrant continu en toiture. *Agriculture and Forest Meteorology* 77, 95-111.
- Lamrani, M.A., Boulard, T., Roy, J.C., Jaffrin, A., 2001. Airflows and temperature patterns induced in a confined greenhouse. *J. Agric. Eng. Res.* 78, 75-88.
- Launder, B.E., Spalding, D.B., 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Comput Method. Appl. M.*, 269-289.
- Lesieur, M., Compte, P., Lamballais, E., Métais, O., Silvestrini, J., 1997. Large-Eddy Simulations of shear flows. *Journal of Engineering Mathematics* 32, 195-215. .
- Makhlouf, S., 1988. Expérimentation et modélisation d'une serre solaire à air avec stockage par chaleur latente assisté par pompe à chaleur de déshumidification. Laboratoire Ecothermique, CNRS - Valbonne, Université de Nice.
- Mercado, L.M., Huntingford, C., Gash, J.H.C., Cox, P.M., Jogireddy, V., 2006. Improving the representation of radiation interception and photosynthesis for climate model applications. *Tellus* 59B, 553-565.
- Mesmoudi, K., Soudani, A., Serir, L., 2008. Modèle de bilan énergétique d'une serre sans couvert végétal. *Energies Renouvelables* 11, 51-64.
- Mistriotis, A., Arcidiacono, C., Picuno, P., Bot, G.P.A., Scarascia-Mugnozza, G., 1997a. Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero-and low-wind-speeds. *Agricultural and Forest Meteorology* 88, 121-135.

- Mistriotis, A., Bot, G.P.A., Picuno, P., Scarascia-Mugnozza, G., 1997b. Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *J. Agric. Eng. Res.* 85, 217-228.
- Molina-Aiz, F.D., Valera, D.L., Gil, J.A., Pena, A.A., 2006. Optimisation of Almeria-type greenhouse ventilation performance with computational fluid dynamics. *International symposium on greenhouse cooling : methods technologies and plant response*, Almeria, Spain.
- Monteil, C., Amouroux, M., 1997. Analyse du comportement thermique du sol d'une serre agricole par simulation dynamique. *Archives ouvertes*.
- Monteil, C., Issanchou, G., Amouroux, M., 1991. Modèle énergétique de la serre agricole. *Journal of physics* 3, 429-455.
- Monteith, J.L., 1993. Using tube solarimeters to measure radiation intercepted by the crop canopies and to analyse stand growth. *Delta-T Devices*
- Montero, J.I., Munoz, P., Anton, A., Iglesias, N., 2005. Computational fluid dynamic modelling of night-time energy fluxes in unheated greenhouses, In: VanStraten, G.B.G.P.A.V.W.T.M.M.L.M.F. (Ed.), *Proceedings of the International Conference on Sustainable Greenhouse Systems*, Vols 1 and 2, pp. 403-409.
- Morille, B., Migeon, C., Bournet, P.E., 2012. Effect of the heterogeneity of the radiation distribution on the crop activity. *Acta Hort. (ISHS)* 952, 755-762.
- Nebballi, R., 2008. Modélisation de la dynamique du climat interne distribué dans une serre de culture. Thèse de doctorat de l'Université de Franche-Comté
- Norton, T., Sun, D.W., Grant, J., Fallon, R., Dodd, V., 2007. Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in agricultural industry : a review. *Bioresource technology* 98, 2386-2414.
- Papadakis, G., Frangoudakis, A., Kyrstis, S., 1992. Mixed, forced and free convection heat transfer at a greenhouse cover. *J. Agric. Eng. Res.* 51, 191-205.
- Piscia, D., Montero, J.I., Baeza, E., Bailey, B.J., 2012. A CFD greenhouse night-time condensation model. *Biosystems Engineering* 111, 141-154.
- Prandtl, L., 1925. *Z. angew. Math. Mech* 5, 136-139.
- Reichrath, S., Davies, T.W., 2002. Computational fluid dynamics simulations and ventilation of the pressure distribution on the roof of a commercial multi-span Venlo-type glasshouse. *J. Wind Eng. Ind. Aerod.* 90, 139-149.

- 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 Horticulturae* 170, 185-191.
- Seginer, I., 1984. On the night transpiration of greenhouse roses under glass or plastic cover. *Agriculture and forest Meteorology* 30, 203-216.
- Siegel, R., Howell, J., 2002. *Thermal Radiation Heat Transfer*, Taylor & Francis, New York, NY.
- Stanghellini, C., 1987. *Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management*. Agricultural University, Wageningen.
- Taine, J., Petit, J.P., 2003. *Transferts thermiques: introduction aux sciences des transferts*. Dunod.
- Tennekes, H., Lumley, J.L., 1972. *A First Course in Turbulence*. MIT Press, Cambridge, New York.
- Tong, G., Christopher, D.M., Li, B., 2009. Numerical modelling of temperature variations in a chinese solar greenhouse. *Computers and Electronics in Agriculture* 68, 129-139.
- Von Elsner, B., Briassoulis, D., Waaijenberg, D., Mistriotis, A., Von Zabeltitz, C., Grataud, J., Russo, G., Suay-Cortes, R., 2000a. Review of structural and functional characteristics of greenhouses in European Union Countries, Part II : typical designs. *J. Agric. Eng. Res.* 75, 111-126.
- Von Elsner, B., Briassoulis, D., Waaijenberg, D., Mistriotis, A., Von Zabeltitz, C., Grataud, J., Russo, G., Suay-Cortes, R., 2000b. Review of structural and functional characteristics of greenhouses in European Union Countries: Part I, design requirements. *J. Agric. Eng. Res.* 75, 1-16.
- Wang, K., 2001. Simulation model for population dynamics of *Frankliniella occidentalis* (Thysanoptera : Thripidae) on greenhouse cucumber. *Environmental entomology* 30, 1073 -1081
- Wang, S., Boulard, T., Haxaire, R., 1999a. Air speed profiles in a naturally-ventilated greenhouse with a tomato crop. *Agricultural and forest Meteorology* 96, 181-188.

- Wang, S., Boulard, T., Haxaire, R., 1999b. Experimental and numerical studies of airflow, temperature and humidity distributions in a greenhouse Tunnel, Proceedings of the 99th International Conference on Agricultural Engineering, III, pp. 34-38.
- Wang, S., Deltour, J., 1999. Lee-Side ventilation-induced air movement in a large-scale multi-span greenhouse. *J. Agric. Eng. Res.* 74, 103-110.
- Wang, X., Zhang, Y., Riskowski, G.L., Ellis, M., 2002. Measurement and analysis of dust spatial distribution in a mechanically ventilated pig building. *Biosystems Engineering* 81, 225-236.
- Wiebelt, J.A., Henderson, J.B., 1978. Theoretical thermal modeling of leaf with experimental verification. *Agricultural Meteorology* 19, 101-111.
- Yang, X., 1995. Comments on 'thermal and aerodynamic conditions in greenhouses in relation to estimation of heat flux and evapotranspiration. *Agricultural and Forest Meteorology* 77, 131-136.

Sitographie

[1] http://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:Transfert_radiation.png

[2] <http://www.cnrs.fr/cw/dossiers/dosclim1/motscles/Images/spectreRS.html>

[3] <http://www.enzyme.wikibis.com/chlorophylle.php>

[4] http://www.piaf-archives.org/espace-formation/file.php/10/m8section3_web_web/co/m8section3_8.html

[5] <http://www.sceptiques.qc.ca/activites/conferences/fevrier-2008>

[6] <http://www-energie2.arch.ucl.ac.be/donn%C3%A9es%20climatiques/1.3.3.3.htm>

Liste des figures

Figure 1 : Principales étapes de modélisation numérique.....	23
Figure 2 : Articulation des étapes de la thèse.....	25
Figure 3 : Exemples de serre "lourde" : la serre multi-chapelles en verre (a) et de serre "légère" : la serre tunnel (b), (Von Elsner et al. 2000a).....	27
Figure 4 : Dispositifs de serre existants : cultures sur tablettes (a) et sur géotextile (b), ouvrants latéraux (c) et de toiture (d), écrans d'ombrage (e et f), chauffage localisé (g).....	30
Figure 5 : Description des phénomènes physiques mis en jeu dans une serre.....	32
Figure 6 : Echanges thermiques de rayonnement entre deux surfaces [1].....	36
Figure 7 : Absorption, réflexion et transmission du rayonnement.....	37
Figure 8 : Spectre du rayonnement solaire [2].....	38
Figure 9 : Longueur d'onde absorbée par le végétal pour réaliser la photosynthèse [3].....	38
Figure 10 : Diagramme de l'air humide [4].....	40
Figure 11 : Représentation de l'angle solide.....	61
Figure 12 : Bilan radiatif sur un élément de volume.....	61
Figure 13 : Transferts radiatifs, illustration de l'équation (38) (documentation Fluent12.1, Fluent User guide, 2009).....	62
Figure 14 : Spectres des rayonnements solaire et atmosphérique [5].....	64
Figure 15 : Résistance aérodynamique et stomatique.....	67
Figure 16 : Détermination de la température de la feuille.....	69
Figure 17 : Orientation et équipement de la serre expérimentale utilisée.....	82
Figure 18 : Photo d'une PT100.....	83
Figure 19 : Illustration d'une sonde de température et d'humidité et son abri ventilé.....	84

Figure 20 : Capteur de rayonnement global (a), photosynthétiquement actif (b) et de courte et grande longueur d'onde (c).....	84
Figure 21 : Balances constituant le système de mesure de la transpiration des plantes.....	85
Figure 22 : Capteurs de vitesse de l'air boule chaude (a), anémomètre sonique 2D (b), anémomètre à coupelle (c), anémomètre sonique 3D (d).....	86
Figure 23 : Schéma du dispositif expérimental des campagnes de mesures hivernales : vue de dessus (a) et vue de côté (b).....	88
Figure 24 : Disposition des tablettes dans le compartiment d'étude (campagne préliminaire) vue de dessus (a) et de côté (b).....	90
Figure 25 : Répartition des capteurs de rayonnement PAR dans le couvert végétal.	91
Figure 26 : Disposition des tablettes dans le compartiment d'étude (campagne "complète") vue de dessus (a) et de côté (b).	92
Figure 27 : Evolution du rayonnement de grande longueur d'onde incident à l'extérieur de la serre pour une nuit nuageuse et une nuit claire.	95
Figure 28 : Evolution de la température à l'extérieur de la serre pour une nuit nuageuse et une nuit claire.	95
Figure 29 : Evolution de la température de l'air à différentes positions à l'intérieur de la serre (cf. figure 23 pour la position des capteurs).	96
Figure 30 : Evolution de la température des parois pour la nuit claire.	98
Figure 31 : Evolution de la température des parois pour la nuit nuageuse.	98
Figure 32 : Evolution temporelle du flux de chauffage au sol.	99
Figure 33 : Evolution temporelle du flux de chauffage aérien.....	99
Figure 34 : Evolution temporelle de l'humidité relative pour la nuit claire.....	100
Figure 35 : Evolution temporelle de l'humidité relative pour la nuit nuageuse.....	100

Figure 36 : Evolution temporelle l'humidité absolue pour la nuit claire.	101
Figure 37 : Evolution temporelle de l'humidité absolue pour la nuit nuageuse.	101
Figure 38 : Evolution temporelle de la température de feuille à 3 niveaux dans le végétal. .	101
Figure 39 : Evolution temporelle de la température moyenne de feuille, de l'air dans le végétal, de l'air au dessus du végétal et de la tablette.....	101
Figure 40 : Rayonnement extérieur mesuré lors de 3 journées parfaitement ensoleillées (Temps universel).....	102
Figure 41 : Evolution temporelle de la température de l'air pour les 3 journées étudiées. (Temps universel).....	103
Figure 42 : Evolution spatio-temporelle de la température de l'air dans le couvert végétal (J1) (Temps universel).	104
Figure 43 : Evolution spatio-temporelle de l'humidité relative de l'air dans le couvert végétal (J1) (Temps universel).....	104
Figure 44 : Evolution temporelle de la distribution de l'humidité absolue de l'air. (Temps universel).....	105
Figure 45 : Evolution temporelle de l'humidité absolue de l'air pour les 3 journées étudiées. (Temps universel).....	105
Figure 46 : Evolution de la distribution de l'humidité absolue. (Temps universel).	106
Figure 47 : Evolution temporelle instantanée du rayonnement global au dessus du végétal (point 3). (Temps universel).....	107
Figure 48 : Evolution spatio-temporelle du rayonnement global au dessus du végétal (moyenne glissante sur 2h). (Temps universel).	107
Figure 49 : Evolution temporelle de l'évapotranspiration. (Temps universel).	108

Figure 50 : Evolution temporelle de la température de feuille à 3 niveaux du végétal. (Temps universel). (cf. Figure 26)	108
Figure 51 : Dénomination des thermocouples installés dans le sol.....	109
Figure 52 : Variation du flux thermique horizontal dans le sol entre les positions 1 et 2.....	109
Figure 53 : Variation du flux thermique horizontal dans le sol entre les positions 2 et 3.....	109
Figure 54 : Variation du flux thermique horizontal dans le sol entre les positions 3 et 4.....	109
Figure 55 : Variation du flux thermique vertical dans le sol pour les 4 positions. (Temps universel).....	110
Figure 56 : Disposition des capteurs de rayonnement dans le couvert végétal pour une plante de 32.5 cm.	111
Figure 57 : Décroissance du rayonnement dans le couvert végétal avec écran d'ombrage... ..	112
Figure 58 : Décroissance du rayonnement dans le couvert végétal sans écran d'ombrage. ..	112
Figure 59 : Variation de la distance parcourue par un rayon du soleil en fonction de la position du soleil.	114
Figure 60 : Course du soleil à la latitude 50° Nord. [6]	115
Figure 61 : Variation de la décroissance du rayonnement en fonction de la hauteur angulaire du soleil (avril).	115
Figure 62 : Variation de la décroissance du rayonnement en fonction de la hauteur angulaire du soleil (juin).	115
Figure 63 : Variation de la décroissance du rayonnement au cours d'une journée sans écran d'ombrage (avril).....	116
Figure 64 : Variation de la décroissance du rayonnement au cours d'une journée avec écran d'ombrage (avril).....	116
Figure 65 : Evapotranspiration des plantes sur la balance 1.	117

Figure 66 : Différence d'évapotranspiration des plantes entre les deux balances (balance 2 - balance 1).....	117
Figure 67 : Evapotranspiration des plantes sur la balance 1 (sans film).....	117
Figure 68 : Evaporation des plantes (balance 2 - balance 1).....	117
Figure 69 : Résistances aux transferts hydriques pour une feuille et pour un couvert végétal.	121
Figure 70 : Opérations de calcul réalisées par l'outil numérique.....	162
Figure 71 : Géométrie considérée pour la modélisation des transferts thermiques dans le sol.	168
Figure 72 : Cartographie des températures après 24h.	169
Figure 73 : Evolution temporelle de la température d'un sol dont la surface est soumise à une température constante.	170
Figure 74 : Evolution temporelle de la température d'un sol dont la surface est soumise à une température sinusoïdale.	170
Figure 75 : Evolution temporelle de la température d'un sol dont la surface est soumise à un flux sinusoïdal.	171
Figure 76 : Impact de la diffusivité sur la variation de la température à 5 cm de profondeur.	173
Figure 77 : Variation de la température dans le sol en dehors des tablettes à différentes profondeurs.....	175
Figure 78 : Variation de la température dans le sol sous les tablettes à différentes profondeurs.....	175
Figure 79 : Variation de la température dans le sol à la profondeur $z = 1$ cm.	176
Figure 80 : Variation de la température dans le sol à la profondeur $z = 3$ cm.	176

Figure 81 : Variation de la température dans le sol à la profondeur $z = 7$ cm.	176
Figure 82 : Maillage utilisé pour la 2 ^{ème} étape préliminaire.....	178
Figure 83 : Décroissance du rayonnement dans le couvert végétal pour différentes valeurs du coefficient d'absorption (m^{-1}).	180
Figure 84 : Indépendance des résultats vis-à-vis de la discrétisation angulaire dans la résolution de l'ETR.....	181
Figure 85 : Variation de la décroissance du rayonnement simulée, selon la verticale, à différentes heures de la journée.....	182
Figure 86 : Variation du coefficient d'absorption selon la verticale au cours de la journée. .	182
Figure 87 : Rayonnement simulé absorbé par le végétal.	183
Figure 88 : Domaine de calcul.	184
Figure 89 : Maillage et zoom sur la zone de condensation et sur le volume du chauffage aérien.	184
Figure 90 : Définition des conditions aux limites.	186
Figure 91 : Variations des conditions aux limites pour les nuits claire (a) et nuageuse (b) (cf. Figure23 pour la position des capteurs).....	186
Figure 92 : Evolution des températures de l'air simulées et mesurées.	188
Figure 93 : Champ de température (K) dans la serre à 0h.....	189
Figure 94 : Champ de température (K) dans la serre à 5h.....	189
Figure 95 : Evolution des températures de l'air dans le végétal et de la température de feuille : simulations et mesures. (cf Figure 23 pour la position des capteurs).....	190
Figure 96 : Evolution de l'humidité relative de l'air simulée et mesurée.....	191
Figure 97 : Champ d'humidité relative (%) dans la serre à 5h et zoom sur la toiture.	192
Figure 98 : Champ d'humidité absolue ($kg.kg^{-1}$) dans la serre à 1h (a) et à 5h (b).	192

Figure 99 : Evolution des températures de toiture. (cf Figure 23 pour la position des capteurs)	193
Figure 100 : Champ des vecteurs vitesse ($m s^{-1}$) à 5h.....	194
Figure 101 : Distribution du module de la vitesse de l'air ($m s^{-1}$) à 5h.....	194
Figure 102 : Evolution du flux de transpiration et de la condensation au cours de la nuit. ...	197
Figure 103 : Evolution de l'humidité absolue moyenne dans la serre au cours de la nuit claire.....	197
Figure 104 : Distribution de la condensation le long de la toiture pour une nuit claire.....	198
Figure 105 : Distribution de la condensation le long de la toiture pour une nuit nuageuse... ..	198
Figure 106 : Domaine de calcul.	200
Figure 107 : Maillage du domaine de calcul.....	201
Figure 108 : Température de paroi et température de l'air extérieur.	202
Figure 109 : Humidité absolue et vitesse de l'air extérieur.....	202
Figure 110 : Champ des vecteurs vitesse ($m.s^{-1}$) de l'air simulée à 12h.....	204
Figure 111 : Champ de la vitesse ($m.s^{-1}$) de l'air simulée à 12h.....	204
Figure 112 : Evolution de la température de l'air simulée et mesurée.au dessus du végétal. .	205
Figure 113 : Champ de température d'air (K) simulée à 12h.....	205
Figure 114 : Evolution de l'humidité de l'air simulée et mesurée dans le couvert végétal. ..	206
Figure 115 : Evolution de la température de surface du sol simulée et mesurée.	206
Figure 116 : Evolution de la température de l'air simulée et mesurée dans le couvert végétal.	207
Figure 117 : Champ de température (K) de l'air simulée dans le végétal à 12h.....	207
Figure 118 : Champ de température (K) de feuille simulée à 12h.	208

Figure 119 : Evolution des températures de feuille simulées pour différentes hauteurs dans le végétal.	208
Figure 120: Evolution de la transpiration simulée et mesurée.	209
Figure 121 : Evolution de la température de feuille simulée et mesurée.	209
Figure 122 : Contribution de chacune des deux couches du végétal à la transpiration totale.	211
Figure 123 : Bilan de chaleur sur le végétal.	212
Figure 124 : Bilan énergétique.	213
Figure 125 : Evolution temporelle du bilan d'énergie réalisée sur la serre.	214

Liste des tableaux

Tableau 1 : Propriétés optiques du verre (Bournet et al., 2007).....	37
Tableau 2 : Constantes du modèle $k - \varepsilon$	58
Tableau 3: Expressions du nombre de Nusselt moyen pour une plaque plane.	72
Tableau 4 : Expressions du nombre de Nusselt en convection libre disponibles dans la littérature relative aux cultures sous serres.	74
Tableau 5 : Expressions du nombre de Nusselt en convection mixte disponibles dans la littérature relative aux cultures sous serres.	74
Tableau 6 : Expressions du nombre de Nusselt en convection forcée disponibles dans la littérature relative aux cultures sous serres.	75
Tableau 7 : Expression de la fonction exprimant l'influence du rayonnement sur la résistance stomatique (a_1, b_1, c_1 : constantes expérimentales).	77
Tableau 8 : Précision des appareils de mesures et plage d'utilisation.	87
Tableau 9: Température et vitesse de l'air moyennes lors des 3 journées étudiées.	102
Tableau 10 : Vitesse de l'air extérieur et humidité absolue.	106
Tableau 11 : Propriétés physiques et optiques des matériaux.	163
Tableau 12 : Facteurs de sous relaxation.	164
Tableau 13 : Critère de convergence sur les résidus.	164
Tableau 14 : Modélisation de la température dans le sol.	172
Tableau 15 : Composante du vecteur direction et intensité du rayonnement solaire.	179
Tableau 16 : Conditions initiales des simulations de nuit.	187
Tableau 17 : Comparaison des RMS de la nuit claire et de la nuit nuageuse.	195
Tableau 18 : Récapitulatifs des flux de chauffage (en $W.m^{-2}$ de sol).	198
Tableau 19 : Quantification des pertes radiatives et convectives au niveau de la toiture.	199

Tableau 20 : Proportion des pertes radiatives et convectives au niveau de la toiture.....	199
Tableau 21 : Conditions initiales des simulations de jour.....	203
Tableau 22 : RMS pour les simulations de jour.....	209

Annexe A

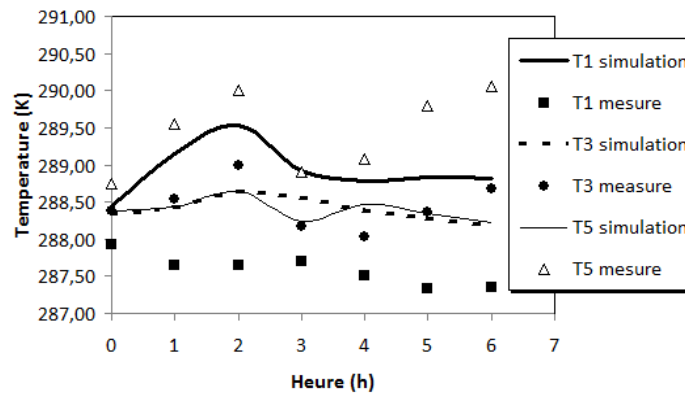


Figure A1 : Evolution des températures de l'air simulées et mesurées pour une nuit nuageuse.

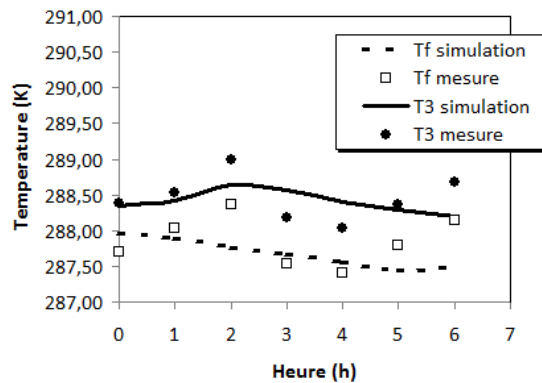


Figure A2 : Evolution des températures de l'air dans le végétal et de la température de feuille : simulations et mesures.

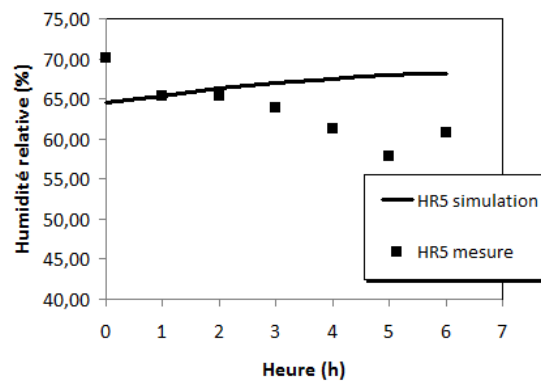


Figure A3 : Evolution de l'humidité relative de l'air simulée et mesurée.

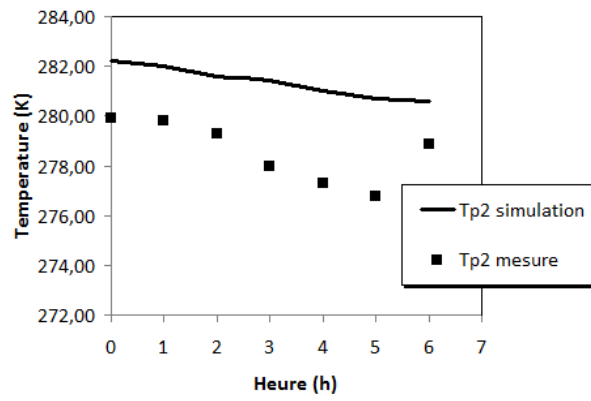


Figure A2 : Evolution des températures de toiture

Annexe B

Communication à un congrès international avec comité de lecture : Lisbonne, Portugal, 2010 (Poster)

Predicting the distributed climate inside a Venlo glasshouse with CFD considering the variation of solar radiation at daily time scale

A. Cablé, P.E. Bournet, B. Morille and G. Chassériaux
Research Unit EPHOR, Agro Campus Ouest, Institut National d'Horticulture et de Paysage
2 rue Le Nôtre 49045 Angers, France
Pierre-Emmanuel.Bournet@agrocampus-ouest.fr

Keywords: CFD, climate, greenhouse, airflow, radiation, heat transfer, transpiration, crop

Abstract

In order to improve crop quality and reduce consumption of water, energy and fertilizer in greenhouses, it is crucial to have a precise knowledge of the internal distributed climate. During the day, because of the path of the sun, there are important variations in the amount of solar radiation reaching the crop, which strongly impacts climate and therefore crop activity. Up to now, this mechanism was scarcely considered in CFD studies. In this work, a 2D pseudo-unsteady CFD approach is implemented to compute the radiation, temperature and humidity variations at plant and greenhouse levels during a solar day in summer. The studied greenhouse is a Venlo glasshouse containing an Impatiens crop under oceanic temperate conditions. The Navier-Stokes equations were solved using the standard $k-\varepsilon$ turbulence model and a bi-band radiative submodel distinguishing short and long wavelength radiations was employed. A user-defined crop submodel including the aerodynamic drag of the crop considered as a porous medium as well as the sensible and latent heat exchanges occurring at plant level were included. Boundary conditions were set each hour, with varying radiation intensity, diffuse fraction and direction, soil heat flux and inlet temperature. The model makes it possible to assess the climate evolutions of the air and leaf temperature distributions inside the greenhouse.

INTRODUCTION

Heterogeneity of solar radiation, temperature and humidity in greenhouses strongly affect crop activity which impacts production in terms of uniformity and quality (Bartzanas et al., 2004). Among the latter variables, the effect of solar radiation reaching the crop is crucial since it governs plant growth through photosynthesis, induces a rise of leaf temperature, and directly intervenes in sensible and latent heat exchanges between the crop and the ambient air. In order to better control plant development and provide growers with useful resource management tools (e.g. water supply control), it is hence essential to get a quantitative understanding of the climate heterogeneity and particularly of the solar radiation distribution.

To reach this goal, the Computational Fluid Dynamics (CFD) tool is now commonly employed, yielding fast and reliable results (Norton et al., 2007). The first simulations used to model flow and temperature distribution in greenhouses (e.g. Mistriotis et al., 1997) paved the

way to more realistic ones implementing a canopy submodel to take account of the influence of the crop on the microclimate (Boulard and Wang, 2002; Majdoubi et al., 2009) and modelling the radiative mechanisms by solving the Radiative Transfer Equation (RTE) for the luminance (Bournet et al., 2007; Baxevanou et al., 2008).

However, solar radiation intensity, diffuse fraction and orientation vary during the day. For a more realistic approach, it is therefore important to study the climate on a diurnal time scale and include the effect of the path of the sun in the simulations. In this prospect, Boulard and Wang (2002) used a submodel to calculate the distribution of solar radiation within the greenhouse but did not take account of complex mechanisms such as light scattering due to cladding material or multiple reflections. Considering an arc type tunnel plastic greenhouse, Fidaros et al. (2007) and Baxevanou et al. (2008) used a similar approach to calculate the path of the sun but dealt with the latter mechanisms by solving the RTE. Nevertheless, they neglected the crop transpiration in their model.

In the present study, a commercial CFD code is used to investigate the effect of solar and atmospheric radiations combined with the interactions of the crop with the local climate during a solar day inside a Venlo glasshouse. Particular attention is paid to the heterogeneity of radiation, temperature and latent and sensible heat flux distributions at canopy level and to the influence of solar radiation distribution on the energy balance of the crop as a function of time.

MATERIALS AND METHODS

Numerical Model

Two-dimensional simulations were performed using the commercial code Fluent 6.3. The CFD approach consists in discretizing space according to the finite volume method and solving the transport Navier-Stokes equations over the discretized space for the quantities of interest. The Boussinesq model was activated and the standard $k-\varepsilon$ (turbulent kinetic energy and dissipation rate) closure (Launder and Spalding, 1974) was chosen as turbulence model, because it offers a good compromise between turbulence description accuracy and calculation cost (Bartzanas et al., 2007).

The code makes it possible to include source terms in the transport equation to take account of specific processes. The radiative flux q_{rad} which appears in the energy conservation equation was determined from a radiation submodel by integrating the monochromatic radiative flux over the whole wavelength spectrum. The Discrete Ordinates (DO) model was used to solve the Radiative Transfer Equation (RTE) for a finite number of discrete solid angles, each associated with a fixed vector direction. This model permits the modelling of radiation at semi-transparent walls and is suitable for media with an absorption coefficient that varies across the spectrum. In this study, a bi-band radiation model taking into account both short wavelength [0.1-3 μm] solar radiation and long wavelength [3-100 μm] atmospheric radiation was activated (Bournet et al., 2007). For each spectral band, the refractive index n and the absorption coefficient κ_λ were defined for semi-transparent media (glass and polyethylene) whereas the emissivity was set for opaque surfaces (ground).

Crop model

The crop is considered as a porous medium which exerts a drag effect on the airflow. The resulting pressure loss is represented by a source term in the momentum equations calculated from the formula provided by Wilson (1985). The canopy gets a certain amount of solar radiation G (W m^{-2}), and exchanges both a sensible heat flux Q_s (W m^{-2}) with the

ambient air and a latent heat flux Q_l (W m^{-2}) by transpiration. Hence, the energy balance on the leaves may be written as:

$$G_{abs} - Q_l - Q_s = 0 \quad (1)$$

$$\text{with } Q_s = 2LAI_v \rho_a C_p (T_c - T_a) / r_a \quad (2)$$

$$\text{and } Q_l = \lambda LAI_v \rho_a (w_f - w_a) / (r_s + r_a) \quad (3)$$

G_{abs} is the absorbed radiation in each cell of the crop and is approximated by the Beer's law along the vertical axis of the canopy (extinction coefficient = 0.44). The incident radiation reaching the top of the canopy is directly accessed from the resolution of the RTE.

LAI_v is the leaf area density defined as the ratio of the leaf area index (2.91 for the considered Impatiens crop) by the plant height (0.2 m), ρ_a is the air density (Kg m^{-3}), C_p is the specific heat of air ($\text{J Kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), T_a and T_c are the temperature of the air and leaves respectively and r_a is the aerodynamic resistance (in s m^{-1}). λ is the latent heat of water vaporisation in J kg_w^{-1} , and w_f and w_a are the absolute humidity of the leaves at saturation and of the greenhouse air (deduced from the resolution of the transport equation for the water vapour mass fraction) in $\text{kg}_{water} \text{kg}^{-1}$. The aerodynamic resistance r_a depends on the local computed air speed and climatic conditions (Bartzanas et al., 2004), on the characteristic length of the leaves and on the air velocity. The stomatal resistance r_s is obtained from an empirical formula as a function of the vapour pressure deficit and global radiation (Baille et al., 1994).

The temperature of the leaves T_c can then be obtained by combining equations (1) to (3):

$$T_c = \frac{r_a}{2LAI_v \rho_a C_p} (G_{abs} - Q_l) + T_a \quad (4)$$

A specific user defined routine was developed to link both the sink of momentum and the sensible and latent heat source terms with the corresponding conservation equations in the CFD code.

Mesh design and boundary conditions

The calculation domain was $120 \times 35 \text{ m}^2$ (Fig. 1), large enough to yield a realistic modelling of processes taking place inside the atmospheric layer and to avoid interference of the recirculating flow behind the greenhouse with the outlet. A structured grid was adopted for the plants (20 cm height), pots (7.5 cm height) and shelves (1 cm height) whereas a non structured triangular mesh was used for the rest of the greenhouse volume (Fig. 1), with a greater density in regions where strong gradients may occur. The cover material was also meshed to monitor the temperature of the 4 mm thick glass as well as the plastic sheet separating the greenhouse into two compartments. The grid was refined to satisfy wall function conditions and independency of the numerical results from the mesh was checked. Eventually, a 40 000 cells grid was retained. Boundary conditions were modified at each hourly time step of the day, based on experimental data collected on July 1st 2008 in Angers ($47^\circ 28' \text{ N } 0^\circ 33' \text{ O}$). At a given time, a constant temperature and a logarithmic velocity profile with a constant value of 1.7 ms^{-1} at 6m height were imposed as inlet conditions. The corresponding turbulent kinetic energy and dissipation rate were calculated from the formula suggested by Richards and Hoxey (1993). At the ground, a sinusoidal (in time) heat flux was imposed with a maximum value of 20 W m^{-2} at 2 pm. At the outlet, a zero diffusion flux condition was applied to all variables. At the upper limit of the calculation domain, a slipping wall-type condition with no shear was defined while intensity, diffuse fraction and direction varied each hour for both solar and atmospheric radiation based on a projection of the path of

the sun onto the plane of the greenhouse (Fig. 2). The following formulae were imposed as boundary conditions and were used to calculate the direct and diffuse solar radiation intensity during the day:

$$G_{direct} = 1370 e^{\frac{-LF}{0.9+9.4 \sin(H_s)}} \quad (8)$$

$$G_{diffuse} = 54.8 \sqrt{\sin(H_s)} (TA - 0.5 - \sqrt{\sin(H_s)}) \quad (9)$$

where H_s ($^\circ$) is the height of the sun (which depends on latitude, time and day of the year and LF the Linke atmospheric factor defined as:

$$LF = 2.4 + 14.6\beta + 0.4(1 + 2\beta) \ln(P_w) \quad (10)$$

where $\beta = 0.005$ and P_w is the water vapor pressure.

The chosen approach was pseudo-unsteady at the diurnal scale with a one hour time step meaning that after reaching convergence with the desired tolerance, the boundary conditions corresponding to the following hour were imposed and the calculation was run again from the previous converged field, which allowed faster convergence.

RESULTS AND DISCUSSION

A four-span Venlo glasshouse separated into two compartments by a plastic sheet was considered. The western compartment contained two aluminium shelves on which the Impatiens crop grew. The CFD code considers the canopy as a transparent medium with regard to radiation, causing a large amount of radiation to reach the shelves while in reality it is almost completely hindered by the crop, thus inducing a spurious rise of temperature of the shelves. The emissivity of the shelves was hence set to 1 in the short wavelength so that no solar radiation was reflected on them. A first simulation was launched to determine the shelves average neighbouring temperature. Then, a second simulation was conducted with that temperature imposed as a boundary condition at the top of the shelves in order to avoid over-estimating of the emitted radiation and excessive warming of the air nearby the shelves. The distance between the shelves and the ground was 0.74 m.

The predicted distribution of air temperature at 6 am, 12 am, and 6 pm (solar time) is shown in Fig. 3. At 6 am, the inside temperature is particularly low because the solar radiation reaching the greenhouse is almost negligible and the heat loss through the walls is not compensated by the heat release from the ground. The predicted inside temperature then increases and is maximal at 12 am (around 300 K in the western compartment). The western compartment containing the crop is constantly cooler than the eastern compartment, because of the latent heat exchanges between the air and the plants, except at 6 and 18 when there is almost no radiation and hence little transpiration.

The distribution of the simulated solar radiation at canopy level (i.e. 27.5 cm above the shelves) along the day is reported in Fig. 4. It can be seen that the incident radiation is higher when close to noon. A high heterogeneity is also observed along the transversal section. At noon, the incident radiation forms three peaks of equal intensity on each shelf. These peaks are probably a consequence of the optical properties of the covering glass (diffuse fraction, transmission), the geometry of the greenhouse and the corresponding shape factors. Such heterogeneities are reported by Boulard and Wang (2002) for a tunnel greenhouse with about 30% variation of the radiation inside a horizontal plane. At 9 am, when the sun shines at the East (i.e. to the right of the calculation domain), the radiation reaching the right part of the shelves which is transmitted through the glass cover is lower than the one reaching the left part which passed through the openings. The same almost symmetric phenomenon is observed at 3 pm when solar radiation comes from the West. The simulated values of the

incident solar radiation at the top of the canopy are consistent with the radiation intensity set as boundary condition (given a 0.8 transmissivity of the glass) and coherent with results obtained in other studies (Bournet et al., 2009).

Figure 5 shows the simulated transpiration rate along the shelves at different hours in the upper 2 cm layer of the crop (i.e. 25.5 cm above the shelves). For the transpiration rate, two sets of three peaks can be observed, in phase with the solar radiation peaks (but of lower magnitude), highlighting the crucial role played by radiation on latent heat exchanges. Transpiration is hence increasing when close to midday with a maximum of around 250 W m^{-2} . However, at midday, transpiration is lower at the left ends of the shelves, which could be explained by the air flow distribution. At 9 am and 3 pm, the same heterogeneity as that one described previously for the incoming radiation from one side of the shelf to another can be seen. It is manifestly caused by the position of the sun in the sky and the location of the openings. Transpiration is however higher at 3 pm than at 9 am because of the higher temperature, which impacts the values of the stomatal resistance as well as the absolute humidity of the crop and the air through water vapour pressure variations.

A comparison of the leaf temperature calculated by the crop sub-model with the air temperature (i.e. the temperature of the porous medium) in the upper 2 cm layer of the culture at different time is shown in Fig. 6. Both temperatures reach their maximum at around midday. The difference between air temperature and leaf temperature varies between -0.1 and 2 degrees during the day and is higher at noon, i.e. when the incoming radiation is maximal. At 6 and 9 am, the leaf temperature almost equals the air temperature. Simulated air temperature is higher than leaf temperature at 12 am, 3 and 6 pm, stressing the fact that the plants effectively lose heat by transpiration. This process is enhanced by a high level of solar radiation reaching the crop. Furthermore, leaf temperature is higher in zones where air velocity is lower, i.e. at the left of both shelves, because of reduced air cooling. The air temperature varies to up to 2 degrees inside the canopy along the shelves. These spotted heterogeneities may impact the activity and growth of the crop, consequently resulting in a reduction of the homogeneity and quality of the production.

CONCLUSION

Modelling of the distributed climate inside a Venlo glasshouse was performed using a CFD tool taking into account the combined effect of incident radiation and interactions at crop level. Variations in radiation, temperature and humidity distribution over the day were monitored by implementing evolutive boundary conditions based on experimental measurements corresponding to the path of the sun on July 1st. The Radiative Transfer Equation was solved with the help of the Discrete Ordinate method. A user-defined routine was used to add specific source terms in the model in order to take account of the sink of momentum due to the friction forces on the leaves and of volumetric sensible and latent heat source fluxes inside the crop.

The simulations offer valuable information about the evolution of radiation distribution reaching the crop during the day, which is responsible for important heterogeneities of temperature and transpiration along the shelves. This knowledge may be used to develop solutions aiming at reducing these heterogeneities, e.g. shading and thermal screens, moving shelves or entirely diffuse glass.

Literature Cited

- Baille, M., Baille, A. and Laury, J.C. 1994. A simplified model for predicting evapotranspiration rate of nine ornamental species. Climate factors and leaf area. *Scientia Horticulturae*, 59:217-232.
- Bartzanas, T., Boulard, T. and Kittas, C. 2004. Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering* 88(4):479-490.
- Bartzanas, T., Kittas, C., Sapounas, A., Nikita-Martzoopoulou, C. 2007. Analysis of airflow through experimental rural buildings: Sensitivity to turbulence models. *Biosystems Engineering* 97: 229-239.
- Baxevanou, C., Bartzanas, T., Fidaros, D. and Kittas, C. 2008. Solar Radiation distribution in a tunnel greenhouse. *Acta Hort.* 801:855-862.
- Boulard, T. and Wang, S. 2002. Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture* 34:173-190.
- Bournet, P.E., Ould Khaoua S.A. and Boulard, T. 2007. Numerical prediction of the effect of vents arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model. *Biosystems Engineering* 98:224-234.
- Bournet, P.E., Kichah, A., and Chassériaux, G. 2009. Analysis of radiation and transpiration heterogeneity inside a greenhouse Impatiens crop using Computational Fluid Dynamics. *Acta Hort.*, in press.
- Fidaros, D., Baxevanou, C., Bartzanas, T., and Kittas, C. 2007. Thermal Behaviour of a Tunnel Arc Greenhouse during a Solar Day. *Acta Hort.* 801(2):893-900.
- Lauder, B.E. and Spalding, D.B. 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Computational Method for Applied Mechanical Engineering* 3:269-289.
- Majdoubi, H., Boulard, T., Fatnassi, H. and Bouirden, L. 2009. Airflow and microclimate patterns in a one-hectare Canary type greenhouse: an experimental and CFD assisted study. *Agricultural and Forest Meteorology*, 149(6-7): 1050-1062.
- Mistriotis, A., Bot, G.P.A., Picuno, P., and Scarascia-Mugnozza, G. 1997. Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Journal of Agricultural Engineering Research* 85:217-228.
- Norton, T., Sun, D., Grant, J., Fallon, R., and Dodd, V. 2007. Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: A review. *Bioresource Technology* 98: 2386–2414.
- Richards, P.J. and Hoxey, R.P. 1993. Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the $k - \epsilon$ turbulence model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 46-47:145-153.
- Wilson, J.D 1985. Numerical studies of the flow through a windbreak. *J. Wind Eng. Ind. Aerodynamics* 21:119-154.

Tables

Table 1. Values used in the model

Parameter	Numerical value
Solar time, hour	5 to 19
Wind speed at 6 m; U_h m s ⁻¹	1.7
Inlet air temperature; T_0 , K	286.8 to 292.5
Inlet water mass fraction, kg/kg	0.009
Sky temperature T_{sky}	271.4 to 275.9
Atmospheric radiation, W m ⁻²	307.5 to 325.1
Solar global radiation, W m ⁻²	91 to 946
Ground heat flux	-20 to 5.61

Figures

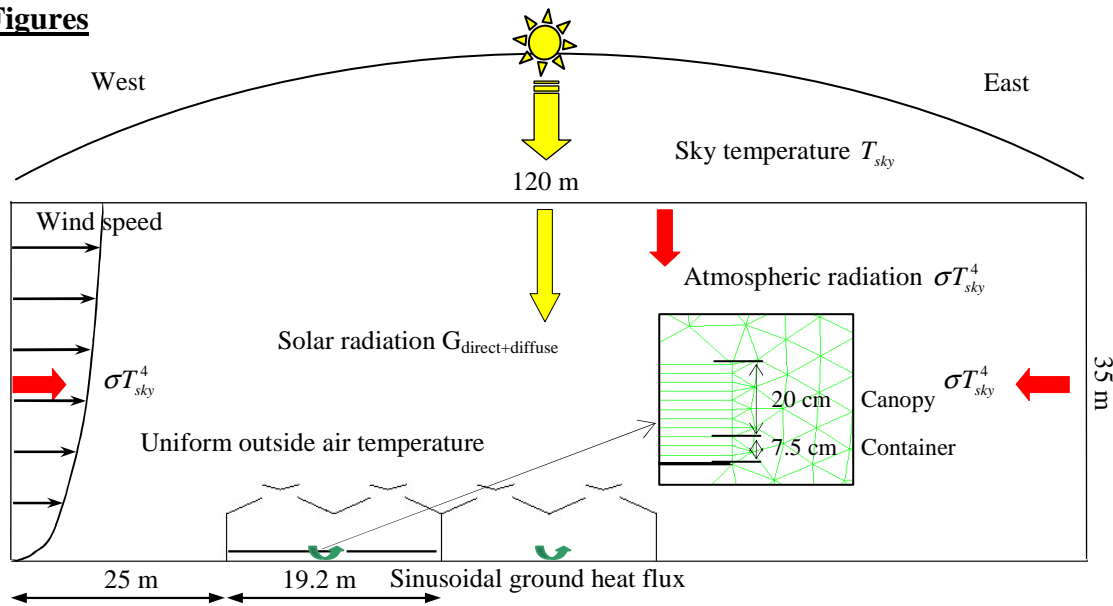


Fig. 1. Calculation domain and corresponding boundary conditions.

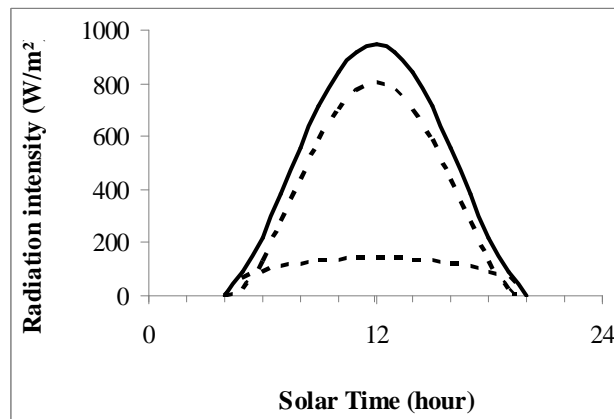


Fig. 2. Solar global (—), direct (---) and diffuse (··) radiation during the day (July 1st) in the region of Angers under clear skies.

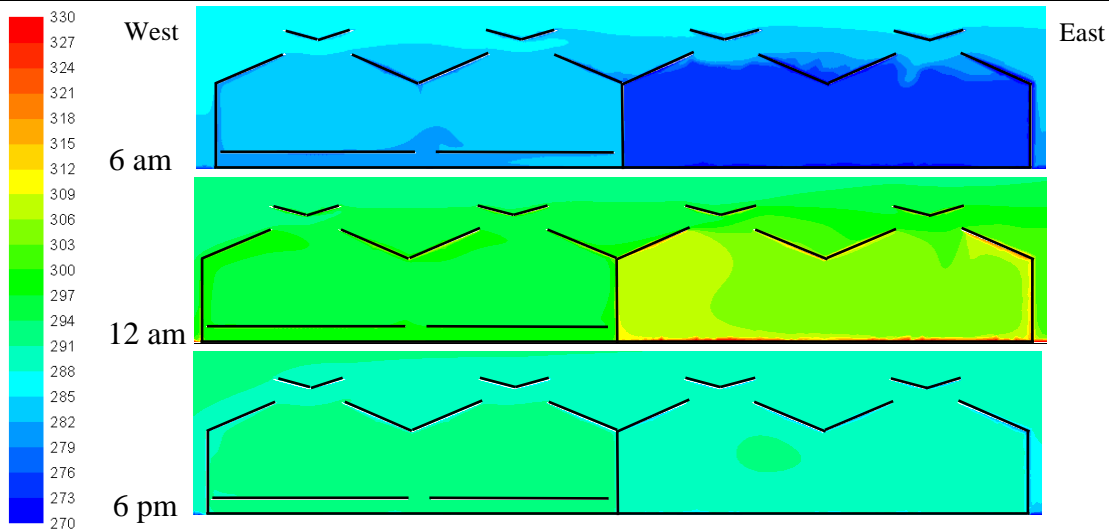


Fig. 3. Predicted contours of air temperature (K) at 6 am, 12 am and 6 pm.

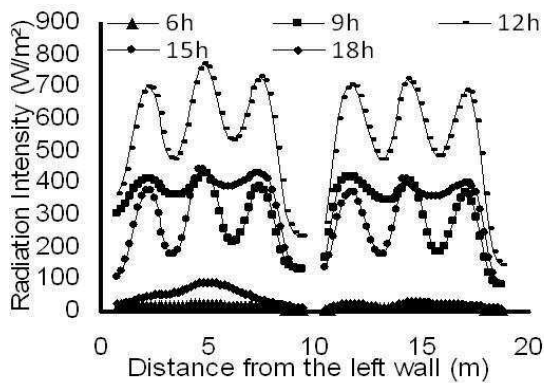


Fig. 4. Distribution of the simulated solar radiation above the canopy at 1.025 m as a function of time.

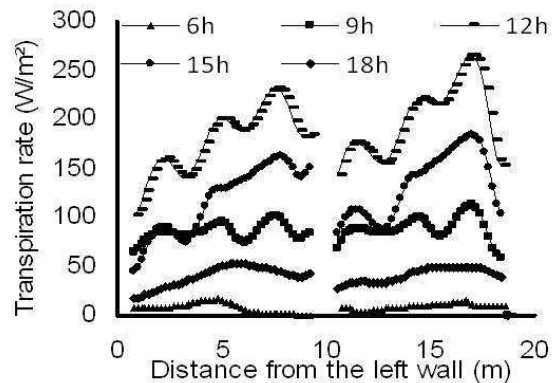


Fig. 5. Distribution of the computed transpiration of the canopy at 1.005 m height as a function of time.

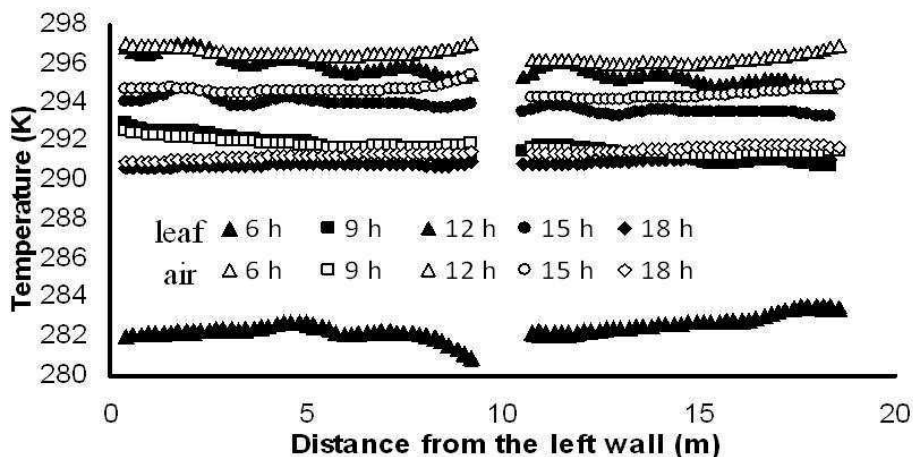


Fig. 6. Distribution of the computed leaf (filled symbols) and air (hollow symbols) temperature at 1.005 m height.

Annexe C

Communication à un congrès international avec comité de lecture : Neos Marmara, Grèce, 2011 (Oral)

Effect of the Heterogeneity of the Radiation Distribution on the Crop Activity

B. Morille, C. Migeon and P.E. Bournet

UP EPHor, Agrocampus Ouest, Institut National d'Horticulture et de Paysage

49045, Angers

France

Keywords: crop activity, temperature, humidity, evapotranspiration

Abstract

The crop activity inside a greenhouse is strongly affected by the local microclimatic conditions (radiation, temperature and humidity of air in particular). In order to reduce the consumption of energy and water, the control of these parameters is of prime interest. A better knowledge of the local climate may also help to formalize processes in CFD studies. The objectives of the present study are: (i) to analyse the evolution of the microclimate in the vicinity of the canopy all day long and (ii) to assess the spatial heterogeneity of the radiation distribution, air humidity and temperature above the crop, and crop evapotranspiration. In this prospect, a 100 m² greenhouse compartment located in Angers (47° 28' N, 0° 33' E) was equipped with a set of sensors including temperature and humidity probes as well as solar silicium cells and pyranometers. Crop evapotranspiration was measured at two locations with balances. Under rather clear sky conditions, the horizontal distribution of the climatic parameters was analysed as well as their temporal evolutions which were compared to each other. At a short time scale (2 hours), strong radiation and humidity spatial-heterogeneities are observed without impact on temperature distribution: different evolutions of their characteristics all over the day, mainly due to shadows, are reported, but averaging the values of the climatic parameters over time (from 8 am to 4 pm) erases these heterogeneities. The investigations of the temporal evolution of the climatic parameters evidence the role played by the radiation. Knowing both the spatial distribution and temporal evolution of the crop activity could help to select hypotheses for CFD simulations as well as to identify the plant requirements and to adapt a strategy for heating and irrigation.

INTRODUCTION

During the last three decades, numerous studies on the climate inside a greenhouse have been conducted considering the climatic parameters as homogenous inside the greenhouse. In these global approaches, the inside climate was described by the values of physical parameters at one point (Monteil et al., 1991; Roy et al., 2002). Nevertheless, within the context of environmental crisis accompanied with a high increase of the cost of energy,

growers need to optimize the climate management, especially in the vicinity of the crop in order to reduce the water and energy consumption. This requires a precise knowledge of the climate distribution next to the crop. Several studies assessing the heterogeneity of the climate inside a greenhouse have been published in recent years (Bartzanas et al., 2002; Boulard and Wang, 2002a; Fidaros et al., 2007; Suay et al., 2008). However, most of them focus on the temperature distribution and only few of them deal with the analysis of the horizontal heterogeneity of other climatic parameters such as radiation, humidity or transpiration. Boulard and Wang (2002a) for instance studied the plant transpiration heterogeneity in a plastic greenhouse and showed that the openings were the main cause of the climate heterogeneity. A better knowledge of the climate heterogeneity (radiation distribution in particular) could help growers to estimate the water consumption and to improve the quality of the crop.

The objectives of this experimental study are to assess and characterize the heterogeneity of the climatic parameter distributions (downward global radiation, air temperature and humidity) just above an ornamental potted-plant crop. The temporal evolutions of these climatic parameters are also investigated all day long.

MATERIALS AND METHODS

Experimental device

The experimental greenhouse was located in Angers (47° 28' North, 0° 33' Est and 39 m altitude). It consists of a 100 m² (10 m x 10 m) compartment of a Venlo type greenhouse. The main axis of the greenhouse was orientated North South. Potted Impatiens (*Novae-guinea*, cv. 'Sonic Scarlet') were used as plant model and uniformly placed on four shelves, 80 cm above the ground, to create a dense canopy with a total area of 18 m². The plant height was comprised between 28 cm and 32 cm and its density was 10.6 plants per m². The canopy covered 100% of the shelves and the Leaf Area Index (LAI) was 4.4 m² of leaves per m² of ground covered by the crop.

During the experiments, no shading screen was used and the roof vents were fully opened to avoid high temperatures. Plants were watered twice during the night (at 8 pm and at 4 am) by flooding the shelves with a complete nutrient solution and flowers were regularly removed.

Measurements and data acquisition

A schematic view of the experimental device is depicted in Fig. 1. A set of sensors was used to measure the microclimate characteristics at five positions (P1 to P5) 15 cm above the canopy along an Est-West transect:

- air temperature (T_{a-in}) and relative humidity (RH_{in}) were measured by aspirated Vaisala HMP45C sensors. The absolute humidity (AH_{in}) was then deduced,
- photosynthetically active solar radiation (PAR; 400-700 μ m) was measured by silicium cells. The PAR values were then converted into global radiation (R_{g-in}) considering that the PAR represents 44% of the global radiation,
- crop evapotranspiration (E) was measured by two balances, located at positions P2 and P4. Five plants were placed on each balance. The corresponding latent heat flux was then calculated in W m⁻² of crop ground area using the following formula:

$$E = \lambda \frac{(w(t_{i+1}) - w(t_i))}{A \cdot (t_{i+1} - t_i)} \cdot \frac{m}{n} \quad (2)$$

where λ is the latent heat of vaporisation (J kg⁻¹), $w(t_i)$ is the mass (kg) given by the balance at

time t_i (s), A (m^2) is the shelf area, n is the number of plants on the tray of the balance and m is the number of plants on the shelves,

- two sonic anemometers give access to the air speed value above the crop (V_{in}),
- temperature of upper leaves (T_l) was recorded with thermocouples glued to the underside of leaves.

Several sensors were also placed outside the greenhouse in order to measure air temperature (T_{a-out}), absolute humidity (AH_{out}), air speed (V_{out}) and solar radiation (R_{g-out}).

Data were recorded every 3 seconds with a data logger system (Campbell Scientific Micro logger, CR3000 and CR7) and then averaged over ten minute periods. Results were then analysed using a moving average technique (over 2 hour periods) in order to partly smooth the noise associated to shadows occasionally covering the sensors. Data from the balances were directly stored every ten minutes and then averaged over two hour periods. Experiments were conducted from the beginning of May to the end of June 2010 during a 35 day period. In the present study, three days were specifically analyzed: May 21st (D1), June 3rd (D2) and June 24th (D3) with clear and sunny weather conditions and a global radiation reaching about 900 W m^{-2} (R_{g-out}) at midday solar time (Fig. 2).

RESULTS AND DISCUSSION

Solar radiation

Global radiation not only acts on the photosynthetic activity of the plants, but also appears to be the main factor controlling the crop transpiration in greenhouses. For each selected sunny day, the outside solar radiation (R_{g-out}) follows a bell shape evolution. As expected, the inside global radiation (R_{g-in}) strictly follows the evolution of R_{g-out} with a lower intensity. The corresponding transmission coefficient is comprised between 31% and 67%, depending on the moment of the day. The temporal evolutions of this transmission coefficient (Fig. 3) at three positions above the crop (P2, P3 and P4) are in agreement with the observations of Soriano et al. (2004) who obtained a similar evolution (within the range 50%-75% in summer) by using greenhouse scale models in Spain. The lower values obtained in the present study are mainly due to greenhouse structure shadows.

The differences of the transmission coefficient between two spatial locations are often of the order of 20% except at the end of the day when the western sensor falls into a continuous shadows. These results are in agreement with those of Papadakis et al. (1998). Consequently, the spatial distribution of the R_{g-in} downward radiation above the crop is not homogenous at a given time (Fig. 4a). The ratio of radiation measured at two points above the canopy may exceed 1.5. Different reasons can explain this spatial heterogeneity:

- the greenhouse-structure shadows do not reach each sensor at the same time and during the same duration,
- the incidence angle of the sun rays is not the same when they reach the vents, the roof or the other walls (Suay et al., 2008). Moreover the solar rays may sometimes cross twice the glass, through the roof opening and then through the roof so that the radiation is locally lower.

Averaging the radiation over a 8-hour period (from 8 am to 4 pm) along the day (Fig. 4b) smoothes the spatial heterogeneity of the R_{g-in} radiation. Excluding point 5 which falls inside a shadow area after 2 pm so that the average is reduced, the maximum difference (between point 1 and 3) is not really significant (around 10%). Since D3 corresponds to the summer solstice, the averaged value of R_{g-in} is slightly higher.

Air humidity

To investigate the time evolution of air humidity and temperature just above the crop, the values obtained at the central point (P3) were taken as reference (Fig. 5a and b). The temporal evolution of air humidity above the canopy at P3 varies from one day to another (Fig.5a). Indeed, as the roof vents were opened, the outside air humidity, the outside air speed (Table 1) as well as the amount of crop evapotranspiration governs the local air humidity just above the plants. The evapotranspiration contributes to the increase of air humidity whereas the ventilation flux may enhance or reduce its value depending on the outside air water vapour content and speed. The humidity balance inside the greenhouse therefore depends on the relative weight of these two phenomena.

The temporal evolutions of humidity above the plants during D2 and D3 are similar since the outside climatic conditions were quite the same for these two days (Table 1); similar plant evapotranspirations are also reported (see hereafter). The rise of humidity at the beginning of the day may be attributed to the rise of the evapotranspiration induced by solar radiation. The lower absolute humidity on sunny day D1 is due to the lower outside air absolute humidity combined with higher ventilation induced by a higher outside air speed.

The differences of air absolute humidity between each spatial point and the reference point were plotted every 3 hours over 24 hours (Fig. 6). At night, the spatial distribution of air absolute humidity is almost homogeneous: humidity difference between locations is lower than the measurement incertitude of the sensor ($5 \cdot 10^{-4} \text{ g}_{\text{water}} \text{ g}^{-1}_{\text{dry air}}$). During the day, the humidity distribution substantially discloses a symmetry shape, the maximum occurring at P3. This symmetry may be explained by three hypotheses:

- a symmetric distribution of plant evapotranspiration,
- an air flow that conveys the humidity from the edge to the middle of the shelves,
- a higher water vapour concentration in the middle of the shelves whereas the humidity is better evacuated at the ends of the shelves.

Since global radiation is the main factor influencing crop activity and since its spatial evolution is not symmetric at a given time all day long as mentioned above, the distribution of the evapotranspiration is not perfectly symmetric.

The investigation of the air flow direction above the crop remains delicate because the recorded air speed is often below the threshold provided by the sensor manufacturer. However, the Richardson number (R_i) may be assessed from a rough estimate of the air speed and from the leaf-to-air temperature difference (Table 2). Since the value of R_i is about 6, it can be concluded that the convection mode is locally free or mixed so that an upward flow may occur near the plant. This upward flow would be supplied by air coming from the edge and passing through the canopy. These possibilities added to the phenomenon of better dissipation at the ends of the shelves may explain the observed humidity distribution along the shelves.

Air temperature

The temporal evolution of the air temperature above the crop is strongly linked to the evolution of the global radiation (Fig. 6b) with a time offset (maximum reached between 2:30 pm and 3:30 pm). The difference of air temperature for similar sunny days may be explained by differences of the outside air temperature (Table 3) and by the heat storage phenomenon of the greenhouse. The higher the outside air temperature (T_{a-out}), the higher the inside air temperature (T_{a-in}) is. However, the air-to-air temperature difference ($T_{a-in}-T_{a-out}$) is about half the values obtained by Mesmoudi (2010) for the same kind of greenhouse but under semi arid climate.

All over the day, the air temperature difference between the different points (P1 to P5) remains low. The standard deviation does not exceed 0.5°C which is of the order of magnitude of the sensor measurement incertitude.

Evapotranspiration

The temporal evolution of the evapotranspiration measured at P4 (Fig. 7a) is qualitatively similar to that of global radiation with a maximum reached at roughly the same time. At a fixed location, for sunny days, similar temporal evolution of the evapotranspiration is reported with small differences attributed to a difference in water vapour content of the air. Differences can also be explained by the influence of shadows on the radiation reaching the crop. Yet, integrating evapotranspiration over 8-hour periods (from 8 am to 4 pm) smooths these differences which remain lower than 10% (Fig. 7b) and may be considered as insignificant.

Comparisons between the temporal evolution of the evapotranspiration at positions P2 and P4 for a fixed day show differences (Fig. 8a) that can be mainly attributed to shadows which impact radiation reaching the crop. However, integrating the evapotranspiration over 8-hour periods shows that differences between the two balances do not exceed 20% (Fig. 8b).

CONCLUSION

Investigations of the temporal evolution and distribution of the climate parameters in the vicinity of an Impatiens crop have been conducted. The global radiation received by the crop discloses spatial heterogeneities (approximately 20% difference from one point to another) at a given time. At a daily time scale, these heterogeneities are smoothed (lower than 10%). The temporal evolution of the air temperature above the crop is strongly linked to the outside radiation but presents a time offset. However, the spatial heterogeneities observed on the radiation distribution have no significant influence on the temperature distribution of the air above the crop. In contrast, the temporal evolution of the absolute humidity above the crop results of a balance between the quantity of water vapour provided by the crop and the characteristics of the outside air (humidity, air speed). Anyway, for each studied day, a spatial heterogeneity of the absolute humidity distribution was observed with higher air absolute humidity in the middle of the shelves than at their edge. The evapotranspiration of the crop is in phase with the evolution of the outside radiation and presents spatial heterogeneity at a given time not strong enough however to be attributed to anything else than the shadows.

This study established the absence of heterogeneity of the temperature distribution and a symmetric distribution of the humidity so it is suggested that no other reasons than solar radiation can explain the evapotranspiration spatial differences.

Acknowledgements

Thanks to D. Lemesle and A. Travers for their valuable technical assistance throughout the measurement.

Literature cited

- Bartzanas, T., Boulard, T. and Kittas, C. 2002. Numerical simulation of the airflow and temperature distribution in a tunnel greenhouse equipped with insect-proof screen in the openings. *Comput. Electron. Agri.* 34:207-221.
- Boulard, T and Wang, S. 2002a. Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Comput. Electron. Agri.* 34:173-190.
- Fidaros, D.K., Baxevanou, C.A., Bartzanas, T. and Kittas, C. 2008. Thermal behaviour of a

- tunnel arc greenhouse during a solar day. *Acta Hort.* 801:893-900.
- Kindellan, M. 1980. Dynamic modelling of greenhouse environment. *Trans. ASAE* 23:1232-1239
- Mesmoudi, K., Soudani, A., and Bournet, P.E. 2010. The determination of the inside air temperature of greenhouse with tomato crop, under hot and aride climates, *J. Applied Sci. Envir. Sanita.*, 5 (2): 117-129.
- Monteil, C., Issanchou, G. and Amouroux M. 1991. Modèle énergétique de la serre agricole, *J. Phys. III France* 429-454.
- Papadakis, G., Manolakos, D. and Kyritsis, S. 1998. Solar radiation transmission of a single-span greenhouse through measurements on scale models. *J. Agri Eng. Res.* 71:331–338.
- Roy, J.C., Boulard, T., Kittas, C. and Wang, S. 2002. Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses, Part 1: the Greenhouse considered as a Perfectly Stirred Tank. *Biosyst. Eng.* 83(1):1-20.
- Soriano, T., Montero, J., Sánchez-Guerrero, M.C., Medrano, E., Antón, A., Hernández, J., Morales, M.I. and Castilla, N. 2004. A study of direct solar radiation transmission in asymmetrical multi-span greenhouses using scale models and simulation models. *Biosyst. Eng.* 88(2):243–253.
- Suay, R., López, S., Granell, R., Moltó, E., Fatnassi, H. and Boulard, T. 2008. Preliminary analysis of greenhouse microclimate heterogeneity for different weather. *Acta Hort.* 797:103-109

Tables

Table 1: Average outside air speed and absolute humidity for the three selected days

Day of measurement	D1	D2	D3
V_{out} (m s ⁻¹)	5.45	3.1	2.5
AH _{out} (10 ⁻³) (kg kg ⁻¹)	7.21	9.03	9.22

Table 2: Characterisation of the convection mode (spatial and temporal average from 8 am to 4 pm)

Day of measurement	D1	D2	D3
V_{in} (m s ⁻¹)	0.23	0.22	0.22
$T_l - T_{a-in}$ (K)	0.62	0.50	0.53
R_i	7.7	5.71	6.26

Table 3: Maximum inside, maximum outside, difference between maximum outside and inside and average outside air temperature

Day of measurement	D1	D2	D3
T_{a-in} max (°C)	28.2	31.4	33.2
T_{a-out} max (°C)	24.6	25.7	28.1
$T_{a-in} - T_{a-out}$ max (°C)	3.6	5.7	5.1
T_{a-out} average (°C)	20.7	21.2	24.1

Figures

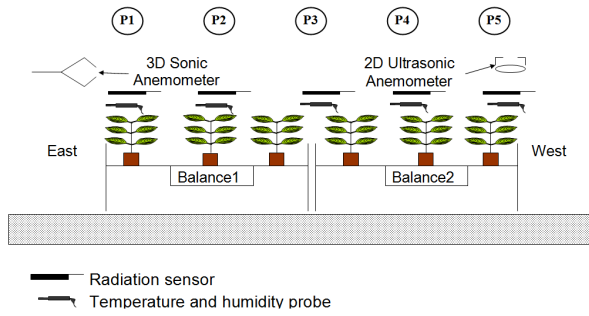


Fig. 1. Sketch of the experimental setup

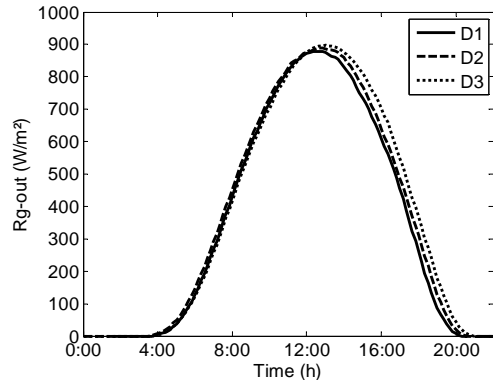


Fig. 2. Temporal evolution of the measured outside solar radiation.

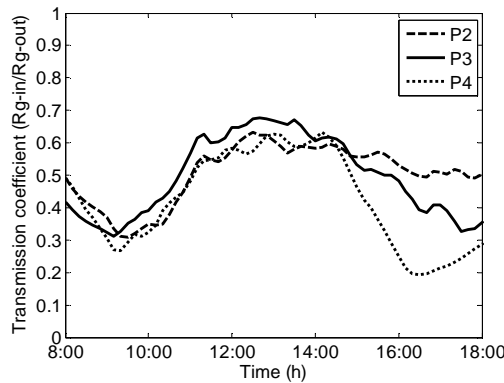


Fig. 3. Spatio-temporal evolution of solar-radiation transmission-coefficient (D1).

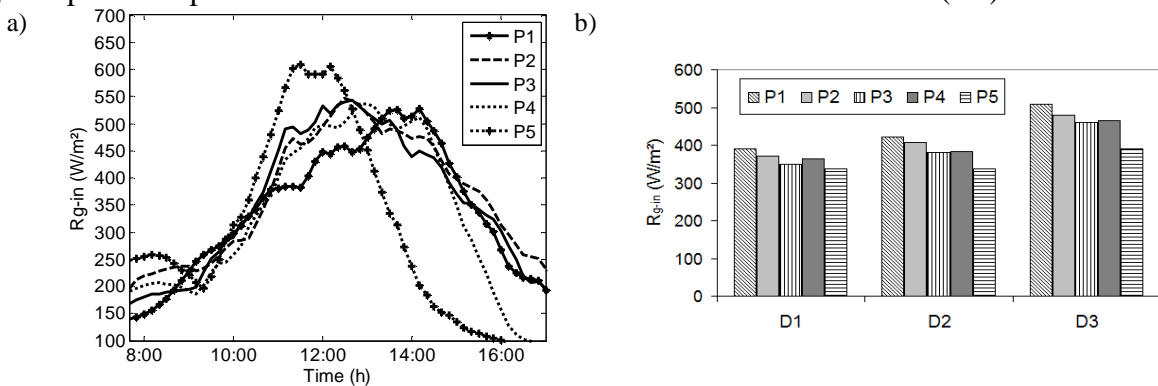


Fig. 4. Temporal variation for D1 (a) and averaged spatial values for the three selected days (b) of the global radiation R_{g-in} reaching the crop.

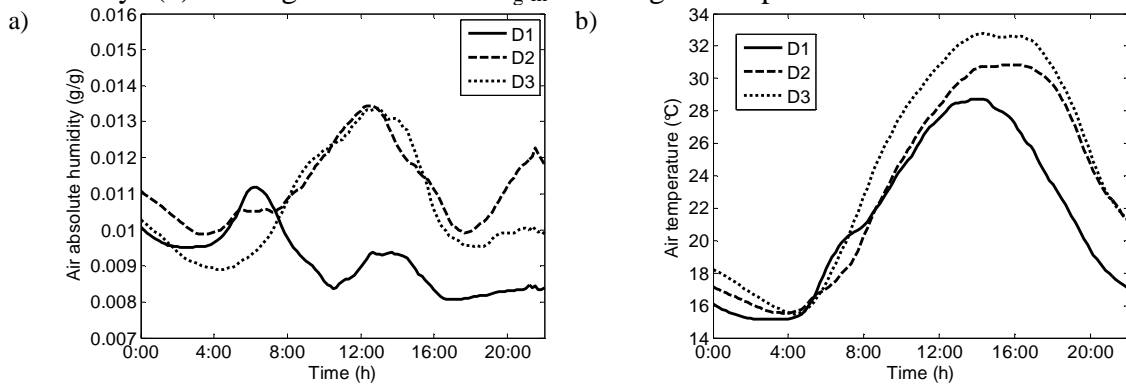


Fig. 5. Temporal evolution of the air absolute humidity (a) and temperature (b) at position P3 above the crop for the three selected days.

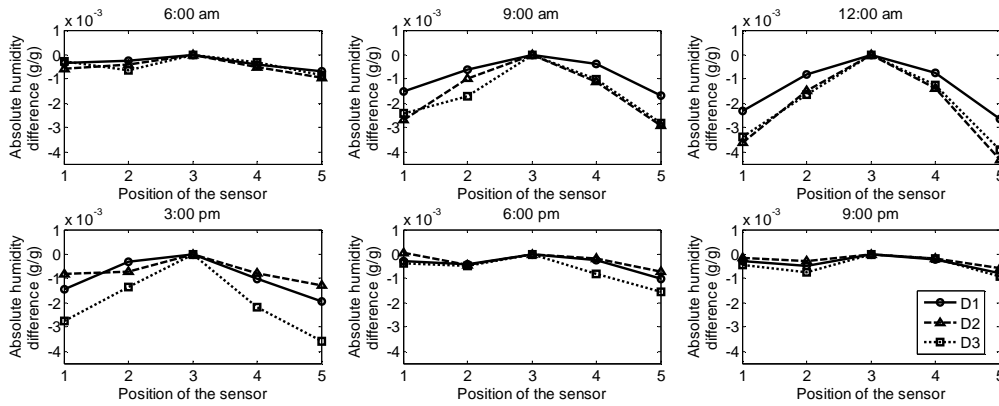


Fig. 6. Temporal evolution of the absolute humidity distribution.

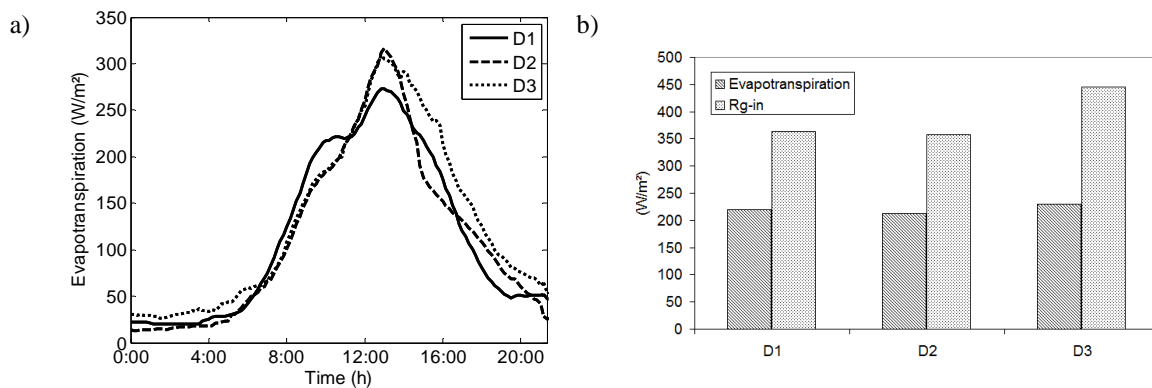


Fig. 7. Temporal evolution of the evapotranspiration at P4 (a) and average evapotranspiration compared with the average global radiation (b) for the three selected days.

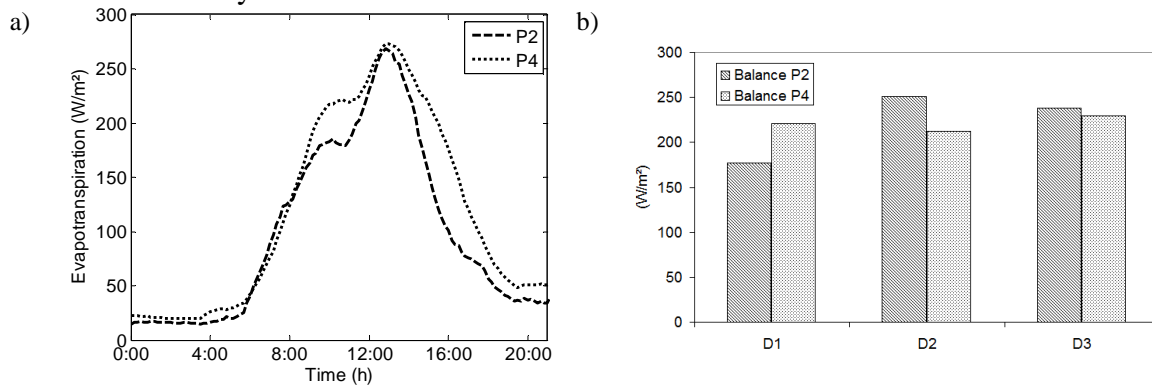


Fig. 8. Comparisons of the temporal evolution of the evapotranspiration (a) and average evapotranspiration (b) between P2 and P4 for three selected days.

Annexe D

Communication à un congrès international avec comité de lecture : Valence, Espagne, 2012 (Oral)

CFD Simulations of the Distributed Climate Time-Evolution inside a Glasshouse at Night

B. Morille¹, R. Genez, C. Migeon, P.E. Bournet and H. Bouhoun Ali
UP EPHor Environmental Physics and Horticulture Research Unit,
Agrocampus Ouest INHP, 2, rue Le Nôtre
Angers, France

Keywords: Modelling, radiation, crop, energy transfers, unsteady simulation

Abstract

Following the rise of energy costs and fuel scarcity, energy becomes today one of the main greenhouse crop production expenses. In this context, growers have to adapt their production system and climate management strategy in order to remain competitive, particularly at night when heat supply is often required and risk of condensation is enhanced. Numerical tools such as Computational Fluid Dynamics (CFD) can help predict the climate inside a greenhouse. CFD however is still scarcely applied in a dynamic way (Nebbali et al., 2011) and under night conditions (Montero et al., 2005). The aim of this study is to implement an unsteady 2D CFD model to predict the time-evolution of greenhouse temperature and humidity distributions all night long in winter, taking account of both radiative transfers and crop interactions with the inside climate. Beyond the classical conservation equations, a radiative submodel and a crop-submodel were activated. The latter takes account of both the heat and transpiration fluxes induced by the plants and their associated mechanical resistances which depend on the transfer mechanisms from the plant to the air. The boundary conditions were modified at each time step. Simulations were performed for a clear night on the basis of data collected in winter 2011 inside a 100 m² Venlo glasshouse with Impatiens New Guinea crop grown on shelves. Numerical results were validated against data recorded inside the greenhouse: roof temperature, inside air temperature, transpiration flux and air humidity. They highlight the influence of the dynamic boundary conditions on the evolution of the microclimate inside the greenhouse. This study demonstrates the ability of the CFD code to simulate the greenhouse climate evolution with realism. It also suggests a potential exploitation for designing the heating devices in order to optimize the inside climate and energy consumption for various outside conditions.

¹ benjamin.morille@agrocampus-ouest.fr

INTRODUCTION

During winter at night, it is common to keep the greenhouse vents closed as long as possible in order to limit heat losses and avoid excessive heating. But following the decrease of the inside air temperature combined with plant transpiration, the relative humidity may strongly increase, which may enhance risks of condensation and development of fungal diseases. The most widespread method to cope with this problem is to evacuate excess humidity by opening the vents. However, with this method, while humidity is evacuated through the vents, cool air enters the greenhouse so that heating is required to restore a temperature adapted to the crop needs. Such a procedure is however not satisfactory due to the fact it causes an important energy waste.

In the context of natural resource scarcity, optimizing energy consumption becomes one of the main concerns of growers who take care to minimize their production cost to remain competitive. They pay a particular attention to better control their greenhouse system management in order to reduce greenhouse inputs (energy, water, CO₂...). This implies a better knowledge of the physical mechanisms driving the climate inside greenhouses.

To reach this goal, Computational Fluid Dynamics is an efficient tool which makes it possible to access the entire distribution of the climatic parameters inside the greenhouse. The device also enables to test different contrasted situations without expensive costs. Up to now however, only few CFD studies were devoted to night time conditions in greenhouses when the heating and dehumidification needs are nevertheless the highest. Montero et al. (2005) studied the night-time greenhouse climate using a 2D steady state model including a radiative submodel which takes account of the radiative flux exchanged between the greenhouse and the sky. No heating system was used in their study and the impact of the crop on the greenhouse climate (and therefore the humidity rate) was not considered. Piscia et al. (2012) validated a transient 3D model which simulates condensation phenomena that may occur on walls. Yet, in this study, the crop was only considered as a source of water vapor. No interaction with the climate was considered so that the crop behavior was independent of the climatic conditions, which remains questionable.

The objective of the present study is to validate an unsteady 2D model including mass and radiative transfers, as well as the interaction between crop and inside greenhouse climate in order to predict the time-evolution of both temperature and humidity distributions all night long.

MATERIALS AND METHOD

Site, greenhouse description, and measurements

In order to provide input and validation data, experiments were conducted inside a 100 m² compartment of a Venlo type greenhouse located in Angers (47° 28' North, 0° 33' Est). Potted Impatiens (Novae-Guinea, cv. 'Sonic Scarlet') were uniformly placed at 80 cm height on four shelves covering 18 m² of the greenhouse ground surface. The average plant height was 30 cm, the density of the canopy was 10.6 plants per m² and the leaf area index (LAI) was 4.2. During the field survey, the canopy covered 100% of the shelves, no shading screen was used and the roof vents were closed. Flowers were regularly removed and plants were watered once a day by flooding the shelves with a complete nutrient solution.

A set of sensors was used to measure the climate characteristics inside the greenhouse (Fig. 1). The temperature (T_a) and relative humidity (RH) of the air were measured by aspirated sensors (Vaisala HMP45C, Campbell Scientific Ltd., Antony, France) located 15 cm above the crop, inside the crop and under the shelves. A sonic anemometer (CSAT3,

Campbell Scientific Ltd., Antony, France) monitored the air speed (V) 15 cm above the crop. The temperature of the leaves of the upper (T_{11}), middle (T_{12}) and bottom (T_{13}) part of the crop were recorded with copper-constantan (Cu-Cs) thermocouples glued to the underside of plant leaves and then averaged. A balance was used to estimate the crop evapotranspiration and two fluxmeters (Captec, France) measured the greenhouse ground surface heat fluxes. Outside the greenhouse, an aspirated Vaisala HMP45C sensor measured the air temperature (T_{out}) while the downward and upward long wave radiations were recorded by a CNR1 pyr radiometer (Kipp & Zonen, The Netherlands). All the above-mentioned parameters were measured every 3 s and averaged online over 10-min periods with a data logger system (CR3000 and CR7, Campbell Scientific Ltd., Antony, France). The experiments were carried out from February to March 2011. For the purpose of the study, a clear night (March 3rd) was analysed.

Numerical Method

The CFD simulations were carried out with the commercially available CFD package, AnsysFluent 13. This numerical tool solves the 2D convection diffusion equations with the finite volume technique. Assuming that the fluid is incompressible, the transport equations may be written in the general form:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial U\phi}{\partial x} + \frac{\partial V\phi}{\partial y} = \Gamma \Delta \phi + S_{\phi} \quad (1)$$

where ϕ represents the concentration of the non-dimensional transported quantity, namely momentum, mass (air and water vapour) and energy, U and V are the components of the velocity vector, Γ is the diffusion coefficient, and S_{ϕ} is the source term. The density depends not only on the temperature, but also on the water vapour content in the air and the buoyancy force is added as a source term in the momentum equations. The standard $k-\varepsilon$ turbulence model (Launder and Spalding, 1974) was adopted. Radiative transfers were simulated through the resolution of the radiative transfer equation using the Discrete Ordinate (DO) method (Bournet et al., 2007). From the mechanical point of view, the crop may be considered as a porous medium obstructing the inside airflow and inducing a pressure loss estimated from the Darcy-Forchheimer's law. The crop activity is modelled by a user defined function which calculates the energy balance over the leaves $Rn=E+H$ (where Rn is the absorbed net radiation flux, and H is the sensible heat flux) in order to estimate the latent heat flux (E) due to plant transpiration, which is a source term of the water vapour conservation equation.

The calculation domain was divided into 36960 cells restricted to the experimental greenhouse compartment and the outside air just above. In order to reduce the interference of the outlet condition on the calculated flow, the adjacent downward compartment was also included in the calculation domain. The initial conditions were obtained by calculating under steady state conditions the distribution of the climatic parameters performed by the CFD tools using the boundary conditions at 11 pm. The initial humidity rate was deduced from measurements at the same time. The boundary conditions (Fig. 2) were directly inferred from the measurements and modified at each time step (Fig. 3). Along the lateral walls of the greenhouse, fixed temperatures were set while a heat flux was imposed along the ground surface in order to take account of the heating. The heat flux intensity corresponded to the average values of the two ground fluxmeters. An inlet airflow with a fixed temperature was considered at the upwind vertical boundary of the calculation domain whereas an outflow condition with zero gradients except for the pressure was chosen at the exit. Lastly, a radiation sky temperature (T_{sky}) was introduced at the upper limit of the calculation domain and along

the inlet and outlet boundaries. Its value was deduced from the long wave radiation measurements according to the following expression:

$$W_{sky-radiation} = \sigma T_{sky}^4 \quad (2)$$

where σ is the Stefan Boltzmann constant ($\sigma=5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$). Calculations were carried out under unsteady conditions considering a 10 minute time step from 11 pm to 6 am.

RESULTS AND DISCUSSION

As shown in Fig. 3, even if the outside air temperature (T_{out}) decreases along the night, from 277 K to 274 K, the inside air temperature remains quite constant (around 289 K) due to the increase of the heating system intensity (Fig. 4). The simulated inside air temperatures above the crop (T_3) and under the shelves (T_1) are slightly underestimated whereas the within-canopy air temperature (T_2) is slightly overestimated. Nevertheless, the simulated time evolutions of the air temperature inside the greenhouse follow the experimental curves with differences lower than 1 K (Fig. 4), which evidences the ability of the model to correctly predict the thermal behaviour of the greenhouse.

The comparison between simulated and measured air temperatures shows that the predicted temperature heterogeneities are lower than expected (Fig. 4). This may be due to the fact that the simulated air speed reaches $0.5\text{-}0.6 \text{ m s}^{-1}$ inside the greenhouse (Fig. 5) which seems to be largely overestimated for a closed greenhouse compared with air speed measurements (0.15 m s^{-1}). Such high air speeds induce a high level of mixing and smooth temperature gradients as shown in Fig. 6. The overestimation of the roof temperature by CFD may also be due to these relatively high air speeds which enhance convective exchanges (Fig. 4).

The time evolutions of the simulated and measured averaged leaf temperatures were also compared as well as the within-canopy air temperatures (Fig. 7). At the beginning of the night, the experimental and numerical air-to-leaf temperature differences are both positive. However, during the night, the experimental value of the air-to-leaf temperature difference remains positive and roughly constant whereas the simulated one decreases and becomes negative. At the end of the night, the simulated leaf temperature is greater than the air temperature. The predicted leaf temperature evolution is therefore qualitatively wrong even if it seems to exert a slight influence on the simulated inside crop air temperature. The analysis of the simulated transpiration time-evolution may explain this behaviour: during the night, as no air leakages or condensation process are introduced in the numerical model, the simulated humidity rate increases in the greenhouse as shown in Fig. 8 (contrary to experimental observations where humidity remains almost constant). The air vapour pressure deficit then progressively reduces during the night as well as the simulated transpiration rate. Consequently, as no more latent heat is exchanged at plant level, leaf temperatures become higher than they should be. In Fig. 8, the humidity distributions show that the relative humidity is lower than 85% at 1 am but reaches 100% near the roof at 2 am, meaning that condensation may appear after 2 hours of simulation, in agreement with Piscia et al. (2012) results.

CONCLUSION

An unsteady CFD model including convective and radiative transfers as well as the interaction between the crop and the local microclimate was developed to study the night evolution of the greenhouse climate. The present study highlights the ability of the numerical tool to simulate the temperature inside the greenhouse even if the model appears to

overestimate mixing inside the shelter. Overestimations of the inside air speeds also enhance heat exchanges along the roofs, which results in overestimated roof temperatures. The main weakness of the model lies in its disability to correctly simulate processes driving the humidity. The predicted humidity rate quickly rises probably because condensation and leakages for instance are not included although they strongly regulate the water vapour content of the greenhouse. The integration of these mechanisms would probably improve the performance of the model and the prediction of the humidity rate evolution inside the greenhouse in particular.

Literature Cited

- Bournet, P.E., Ould Khaoua, S.A. and Boulard, T. 2007. Numerical prediction of the effect of vent arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model. *Biosystems Engineering* 98:224-234.
- Montero, J.I., Munoz, P., Anton, A. and Iglesias, N. 2005. Computational fluid dynamic modelling of night-time energy fluxes in unheated greenhouses, *Acta Hort.* 691(1): 403-410.
- Piscia, D., Montero, J.I., Baeza, E. and Bailey, B.J. 2012. A CFD greenhouse night-time condensation model. *Biosystems Engineering* 111:141-154.
- Launder, B. E. and Spalding, D. B. 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3(2): 269-289.

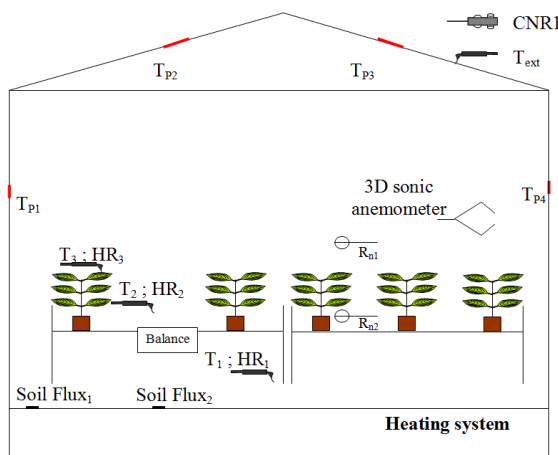


Fig. 1. Experimental setup.

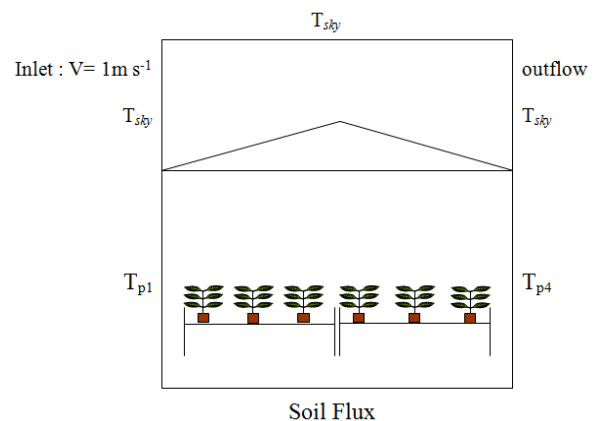


Fig. 2. Boundary conditions.

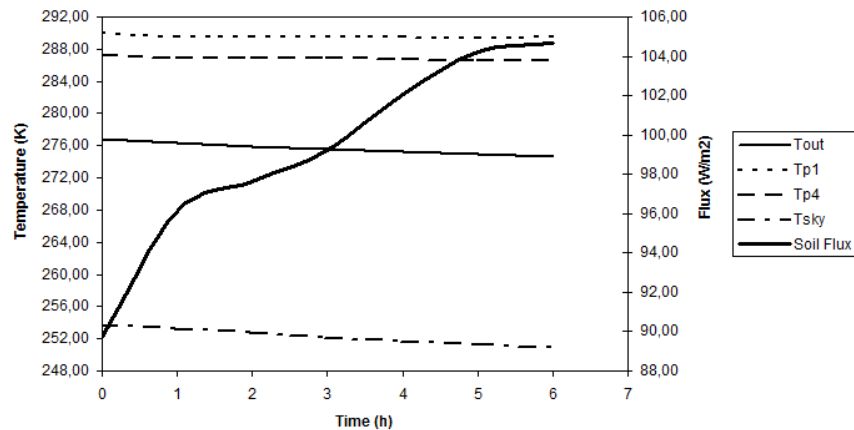


Fig. 3. Time evolution of the boundary conditions.

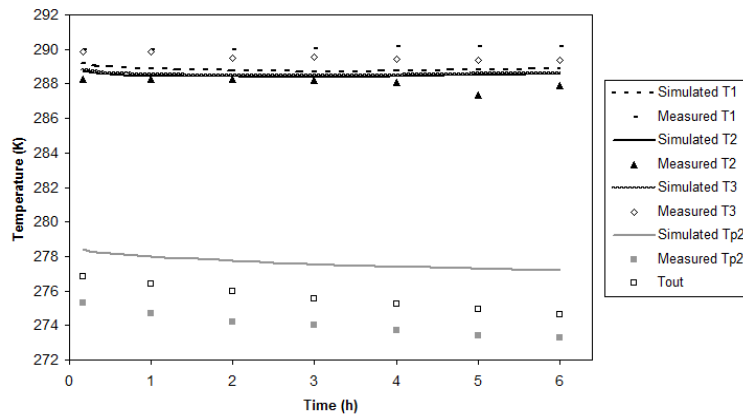


Fig. 4. Time evolution of measured (dots) and simulated (lines) inside air temperature.

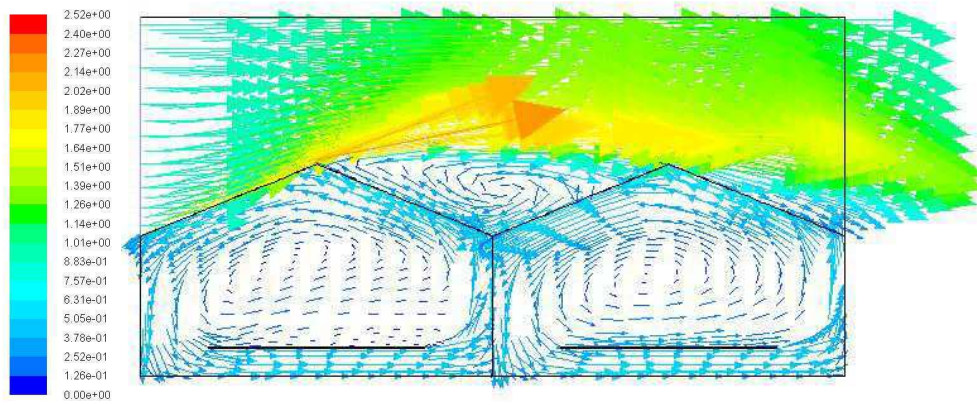


Fig. 5. Air speed distribution at midnight.

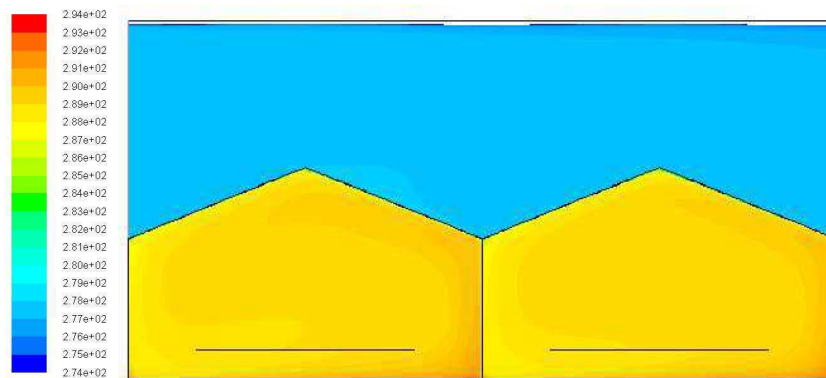


Fig. 6. Temperature distribution at midnight.

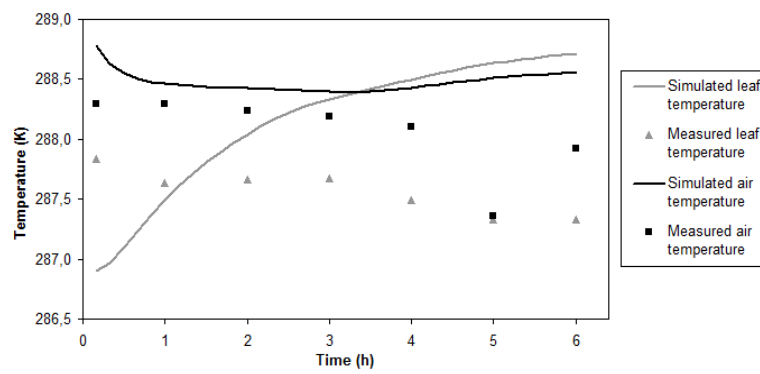


Fig. 7. Time evolution of inside crop air and average leaf temperature.

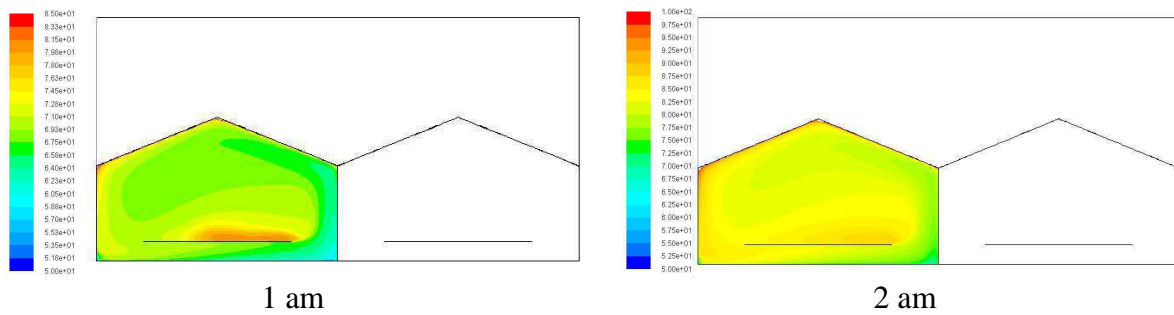


Fig. 8. Relative humidity distribution at 1 am and 2 am.

Annexe E

Article à soumettre pour un congrès international avec comité de lecture : Jeju, Corée, 2013

Transient CFD simulations of temperature and humidity inside a glasshouse at night

H. Bouhoun Ali, B. Morille, P.E. Bournet², and C. Migeon
UP EPHor Environmental Physics and Horticulture Research Unit,
Agrocampus Ouest INHP, 2, rue Le Nôtre
Angers, France

Keywords: Crop transpiration, condensation, radiation, unsteady simulations, climate control

Abstract

Humidity control is a key factor in greenhouse management as it impacts the growth of most greenhouse crops. Excessive humidity and the presence of droplets may enhance the development of fungal diseases or affect optical properties of the cover material. For that reason, growers have to adapt their climatic strategy in order to warranty an optimal environment to the plants. The humidity level inside the greenhouse results from a water vapour balance between the evaporation of the ground, the transpiration of the plants, the ventilation and the condensation. Numerical tools such as CFD are today widely used to predict the climate inside greenhouses. Up until now however both transient simulations and condensation phenomena have been hardly addressed in CFD simulations. The aim of this work is to analyse into details the heat and mass transfers inside the building. In this prospect, 2D transient CFD simulations considering a monospan glasshouse compartment were conducted, focusing on night-time cases in winter. The model solves the classical RANS equations in combination with the k- ϵ closure for turbulence. Radiative exchanges between the sky and the components of the greenhouse are included through a specific submodel. A user defined function is activated to take account of both heat and mass transfers induced by the crop. A water vapour sink along the walls is also defined to retrieve water from the ambient air when condensation occurs. Simulations were performed for a clear night and validated against data recorded inside a 100 m² Venlo glasshouse with an Impatiens New Guinea crop grown on shelves. They enhance the ability of the model to predict both air and wall temperatures of the greenhouse. Condensation appears to strongly impact the resulting relative air humidity inside the greenhouse and may thus not be omitted from the CFD approach.

INTRODUCTION

Under low outside temperature conditions, relative humidity inside greenhouses may strongly increase until the dew point is reached and condensation starts. Condensation mainly

² *Pierre-Emmanuel.Bournet@agrocampus-ouest.fr*

occurs on the cover which is the coldest surface inside the greenhouse, particularly at night under clear sky conditions (Montero et al., 2005). High humidity combined with free water appearance may lead to a loss of crop quality. As mentioned by Katsoulas et al. (2007) it creates favorable conditions for the development of fungal diseases and enhances leaf necrosis, calcium deficiencies and soft and thin leaves. Consequently, the crop production may be affected due to anatomical changes or delays in the maturity of the plants. The most commonly adopted strategy to cope with excessive humidity consists in combining heating and ventilation. But this results in high energy consumption and inside climate heterogeneity (Campen et al., 2009). Beside ventilation, other techniques have been developed such as dehumidification by hygroscopic absorption or by condensation (Campen, 2009).

Humidity therefore deserves a particular attention given its impact on the crop. Among numerical tools available to analyze its characteristics, CFD appears to be powerful. But only few CFD studies of greenhouse climate include humidity, or condensation processes (Piscia et al., 2012). According to Pieters and Deltour (1997) however, condensation on the cover is shown to be the most important sink of water from the inside air at night and may contribute to 85% to 89% of the removed water vapor. From a dynamic climate model of the greenhouse, they also showed that fossil heating requirements were underestimated by 15% for a glasshouse if condensation was neglected. In their study, Piscia et al. (2012) considered the crop as a constant source of water vapor thus neglecting the interaction of the crop with the ambient climatic conditions. Moreover, they activated a condensation model determining the water uptake from the air, but omitting the associated heat flux along the walls.

The present work focuses on the evolution of the air water vapor content of a glasshouse compartment, taking account of radiative transfers, heating from the ground and from heat pipes, sensible and latent heat contributions of the crop to the ambient air, and condensation. Another objective is to assess the impact of condensation on the inside air and wall temperature, on the inside relative humidity and on leaf temperatures.

MATERIALS AND METHOD

Experimental greenhouse and measurements

An experimental greenhouse was equipped with sensors (Fig. 1) to provide input and validation data to the CFD model. The device consisted of a 100 m² compartment of a Venlo type greenhouse located in Angers (47° 28' North, 0° 33' Est) and covered with a 4mm thickness glass. The compartment was surrounded by two other adjacent compartments. It was equipped with 30 cm high potted Impatiens (Novae-Guinea, cv. 'Sonic Scarlet') plants grown on four shelves covering 18 m² and uniformly placed at 80 cm height. During the measuring period, the plants covered the totality of the shelves, with a density of 10.6 plants per m² and a mean leaf area index (LAI) of 4.2 m²/m². Plants were watered once a day by flooding the shelves.

Measurements were undertaken in winter from February to March 2011. Inside the greenhouse, a sonic anemometer (CSAT3, Campbell Scientific Ltd., Antony, France) monitored the air speed (V) 15 cm above the crop. The air temperature (T_a) and relative humidity (RH) were recorded by aspirated sensors (Vaisala HMP45C, Campbell Scientific Ltd., Antony, France) located 15 cm above the crop, inside the crop and under the shelves. The roof temperature was also measured by thermocouples fastened with adhesive tape on the inner side of the cover; and the ground surface heat fluxes, by two fluxmeters (Captec, France). The crop evapotranspiration was estimated by a balance carrying a tray with five plants while the temperature of the leaves of the upper (T_{l1}), middle (T_{l2}) and bottom (T_{l3}) part of the crop were recorded with copper-constantan (Cu-Cs) thermocouples glued to the

underside of plant leaves. Outside the greenhouse, an aspirated Vaisala HMP45C sensor measured the air temperature (T_{out}) while the downward and upward long wave radiations were recorded by a CNR1 pyr radiometer (Kipp & Zonen, The Netherlands). All the above-mentioned parameters were measured every 3 s and averaged online over 10-min periods with a data logger system (CR3000 and CR7, Campbell Scientific Ltd., Antony, France).

Numerical Method

CFD is based on the resolution of the transient distribution of physical quantities F such as mass (air and water vapour), momentum and energy which, in 2D form, is governed by the following convection diffusion transport equation:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial U\phi}{\partial x} + \frac{\partial V\phi}{\partial y} = \Gamma \Delta \phi + S_{\phi} \quad (1)$$

where U and V are the components of the velocity vector, G is the diffusion coefficient, and S_F is the source term. Turbulence was modelled using the standard $k-\epsilon$ turbulence closure which is widely used and was validated in several greenhouse CFD studies (Bournet et al., 2010). Buoyancy effects were included through a linearized dependence of the air density on temperature and water vapour mixture.

A radiative submodel was activated to take account of long wavelength radiative transfers occurring both between the components of the greenhouse and between the atmosphere and the roof. The resolution of the radiative transfer equation (ETR) makes it possible to calculate the radiative flux which is added to the energy equation as a source term. The Discrete Ordinate (DO) method (Bournet et al., 2007) was chosen to calculate the radiation component as it is particularly suitable for semi-transparent materials. The optical properties of the glass within the far infra-red wavelength range [3-100 μm] are an absorptivity=0.9; a reflectivity=0.1 and a 0 transmissivity (power absorption coefficient= 10^4 m^{-1}). The refractive index for the glass was set to 1.52.

A specific User Defined Function was activated to take account of the interaction of the crop with the ambient environment. The plants were assimilated to an equivalent homogenous porous medium which induces a drag force calculated from the Darcy Forchheimer law (Boulard and Wang, 2002). Moreover, the crop was divided into elementary volumes in which the heat and water vapour mass transfers were modelled by sink or source terms. These terms consist in a sensible heat term which appears in the energy equation, and a water vapour mass term which affects the water vapour transport equation (Kichah et al., 2012). They are calculated from an energy balance over the crop.

In the present case, the ground of the greenhouse is made of concrete, meaning that no evaporation occurred along the floor. Preliminary field surveys were also launched to estimate the relative weight of the evaporation from the pots compared to the transpiration of the plants. They showed that evaporation represented less than 2% of the total evapotranspiration and could therefore be neglected in the simulations.

A specific submodel was also activated to take account of the condensation which occurs along the inner roof surfaces (no condensation is expected along the vertical walls in the present case, due to the fact they remain warmer than the saturation temperature). The water uptake from the ambient air, which happens when the local temperature goes beyond the dew point, is expressed as a mass flux sink term in the water vapour transfer equation. The corresponding source term for the energy equation can be obtained by multiplying the mass flux by the latent heat of vaporization. These source terms are applied to the inside domain

cells in contact with the roof. The total rate of mass condensation flux is calculated with Eq. 2 (Bird, et al.,1960; Bell, 2003):

$$\dot{m}_{h_2o}''' = \frac{\omega_{h_2o}}{(\omega_{h_2o} - 1)} \rho D \frac{\partial \omega_{h_2o}}{\partial n} \frac{A_{cell\ wall}}{V_{cell}} \quad (2)$$

\dot{m}_{h_2o}''' : volumetric mass source of water vapor in a computational cell ($\text{kg m}^{-3}\text{s}^{-1}$).

ω_{H_2O} : mass fraction of water vapor.

ρ : mixture density (kg m^{-3}).

D: diffusion coefficient (m^2s^{-1}).

n: direction normal to the wall and assumed to be the y direction in the formulation.

$A_{cell\ wall}$: face area of a computational cell at wall (m^2).

V_{cell} : volume of a computational cell at wall (m^3).

The calculation domain was divided into 36900 cells restricted to the experimental greenhouse compartment plus the adjacent one leeward (to avoid interference with the outlet), and to the outside air just above. Preliminary simulations were undertaken to get grid independence results. Calculations were carried out under unsteady conditions considering a 10 minute time step from midnight to 6 am. Initial conditions (velocity, pressure and temperature) were inferred from a steady state simulation performed with the boundary conditions recorded at 11 pm. The initial relative humidity was reset from the value recorded at midnight. The boundary conditions (Fig. 2) were established from measurements and updated at each time step (Fig. 3). Fixed temperatures were set on the lateral walls while a heat flux was imposed both along the ground surface and locally inside the greenhouse to account for overhead heating. A fixed temperature was set at the upwind vertical boundary domain and an outflow condition at the exit of the calculation domain. The measured infrared radiation was imposed along the inlet, outlet and upper boundaries of the calculation domain, through a sky temperature.

RESULTS AND DISCUSSION

The CFD simulations were carried out with the commercially available CFD package, AnsysFluent 13. For the purpose of the study, a clear night (March 3rd) was analysed. Simulations were run for 36 ten-min time step consisting each of 2000 iterations. The purpose was to analyse the time evolution of the climate inside the greenhouse and to evidence the condensation process occurrence. The prescribed boundary conditions and heat flux source terms are plotted in Fig. 3. During the night, the air, lateral wall and sky temperature remained relatively stable with a decrease of less than 3 K over a 6 hour period. The ground heating started rapidly and was completed by overhead heating once ground heating was insufficient to maintain the set point temperature. It reached 60 W m^{-2} at all night.

The time evolution of the inside air at three locations is also shown in Fig. 4. Both measured and predicted temperatures follow the same trend with a slight temperature drop over the night (less than 1 K). As reported by measurements, predicted roof temperatures (Fig. 5) remain lower than the greenhouse air temperature, the maximum difference between these temperatures being 10 K. The model also shows its ability to predict lower temperatures inside the crop than above or below the canopy. This may be explained by the fact that the local inside air being warmer than the leaves, the air inside the canopy gives up heat to the plants (Fig. 6).

The time evolution of the measured and predicted relative humidity is plotted in Fig. 7. To estimate the model performance, the RMS (Root Mean Square) was calculated for each variable:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - y_i)^2} \quad (3)$$

where y_i and \bar{y}_i are respectively the measured and simulated values. The following results were obtained: RMS= 3.54 K for roof temperature, RMS=1.55 K for greenhouse air temperature, RMS= 0.11 K for leaf temperatures and RMS= 1.48 %RH for relative humidity measured above a canopy HR₃ (Fig.1). Predicted results are therefore very close to the measurements except for the roof temperatures where they are higher than measured ones. (Fig. 4 and 5). These higher simulated temperatures of the roof may be due to measurement errors of long wave radiations used as boundary condition in the sky. Indeed, the sensitivity tests which were conducted showed that the temperatures of the roof are much influenced by the long wave radiations of the sky.

The simulated transpiration fluxes are also very close to measured ones with an order of magnitude of 10⁻⁵ kg.s⁻¹(Fig.8). They disclose a decrease from 0 to 6 am, which may be explained by the increase in the relative humidity inside the greenhouse (which reduces the gap between the humidity of air inside greenhouse and leaves; the relative humidity of leaves being assumed to be equal to 100% RH).

The flux of condensation (Fig.9) increased with time all over the night until a balance with the transpiration flux was reached.

CONCLUSION

A comprehensive study of the air, roof and leaf temperature and air humidity inside a glasshouse during the night was undertaken. Previous simulations undertaken for a similar case, but without taking condensation into account showed that the model was able to predict air temperature evolution with a relatively good accuracy, but failed in simulating leaf temperature and air relative humidity correctly (Morille et al., 2012). The air quickly reached water vapour saturation, which was not the case during the experiments. The present study combines a radiative submodel, together with a crop and a condensation submodel. The condensation process occurred mainly along the roof which was cooler than the outside and ambient air, due to important radiative losses induced by low sky temperatures (clear night). The roof clearly appears as a key factor regulating the inside relative humidity and thus inside water content as it participates to water uptake from the ambient air.

The CFD model showed its ability to correctly predict the evolution of the main characteristics of both the inside air, the greenhouse cover and the canopy: temperature and humidity in particular. It provides promising information on the greenhouse behaviour and could be applied to explore the influence of several climatic or greenhouse parameters such as the sky temperature, the plant characteristics, or the optical properties of the cover.

Literature Cited

- Bell, B. (2003). Application Brief: Film Condensation of Water Vapor. Lebanon, New Hampshire: Fluent, Inc.
- Bird, R.B., W.E. Stewart, and E.N. Lightfoot. (1960). Transport Phenomena, New York: John Wiley & Sons.
- Boulard, T. and Wang, S. (2002). Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34, 173-190.
- Bournet, P.-E., Boulard, T., 2010. Effect of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses: a review of experimental and CFD studies. *Comput. Electron. Agric.* 74, 195–217.

- Bournet, P.E., Ould Khaoua, S.A. and Boulard, T. 2007. Numerical prediction of the effect of vent arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model. *Biosystems Engineering* 98:224-234.
- Campen, J., Kempkes, F. and Bot, G. 2009. Mechanically controlled moisture removal from greenhouses. *Biosystems Engineering*, 102(4):424-432.
- Campen, J. 2009. Dehumidification of Greenhouses, PhD Thesis, Wageningen University, Wageningen, NL, 117 pages.
- Katsoulas, N., Manolouraki, C., Kittas, C. and Bartzanas, T. 2007. Effects of Anti-Drip Cover Materials on Microclimate and Production of a Hydroponic Cucumber Crop. *Acta Hort.* 801 (2):267_274.
- Kichah A., Bournet P.E., Migeon C. 2012. Measurement and CFD simulations of the transpiration and leaf temperatures of an Impatiens pot plant crop in a greenhouse. *Biosystems Engineering* 112, 22-34.
- Lauder, B. E. and Spalding, D. B. 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3(2): 269-289.
- Montero, J.I., Munoz, P., Anton, A. and Iglesias, N. 2005. Computational fluid dynamic modelling of night-time energy fluxes in unheated greenhouses. *Acta Hort.* 691(1): 403-410.
- Morille, B., Genez, R., Migeon, C., Bournet, P.E. and Bouhoun Ali, H. 2012. CFD Simulations of the Distributed Climate Time-Evolution inside a Glasshouse at Night, , International conference of agricultural engineering CIGR-Ageng, July 8-12, Valencia Spain, 6p.
- Piscia, D., Montero, J.I., Baeza, E. and Bailey, B.J. 2012. A CFD greenhouse night-time condensation model. *Biosystems Engineering* 111:141-154.

List of Figures

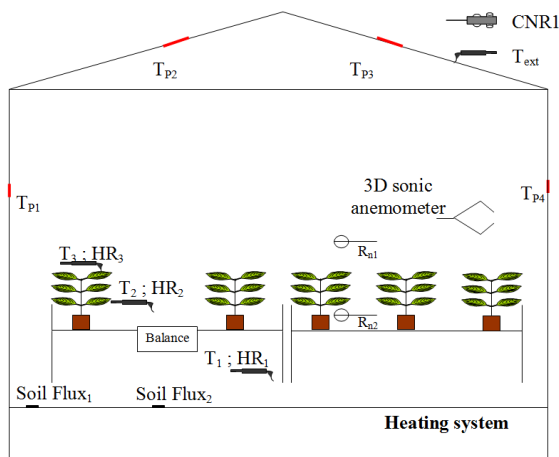


Fig. 1. Experimental setup.

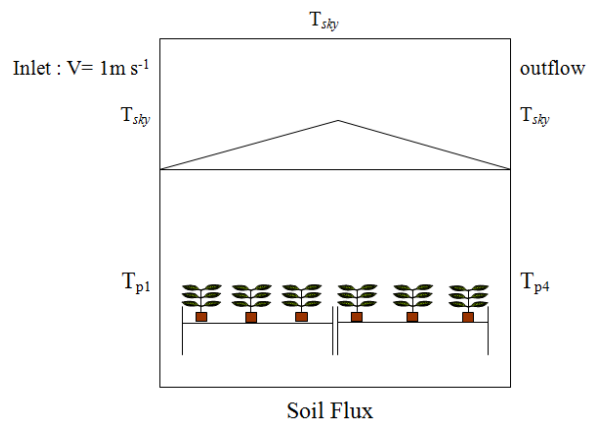


Fig. 2. Boundary conditions.

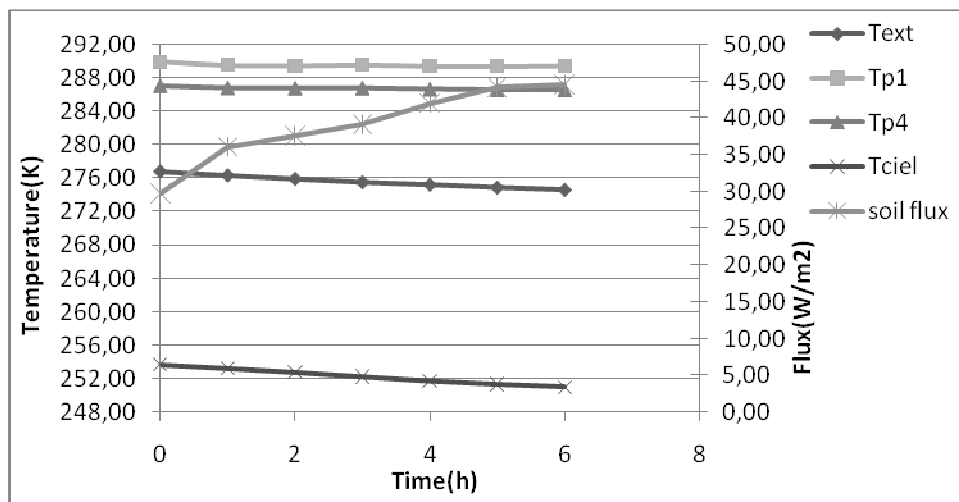


Fig. 3. Time evolution of the boundary conditions.

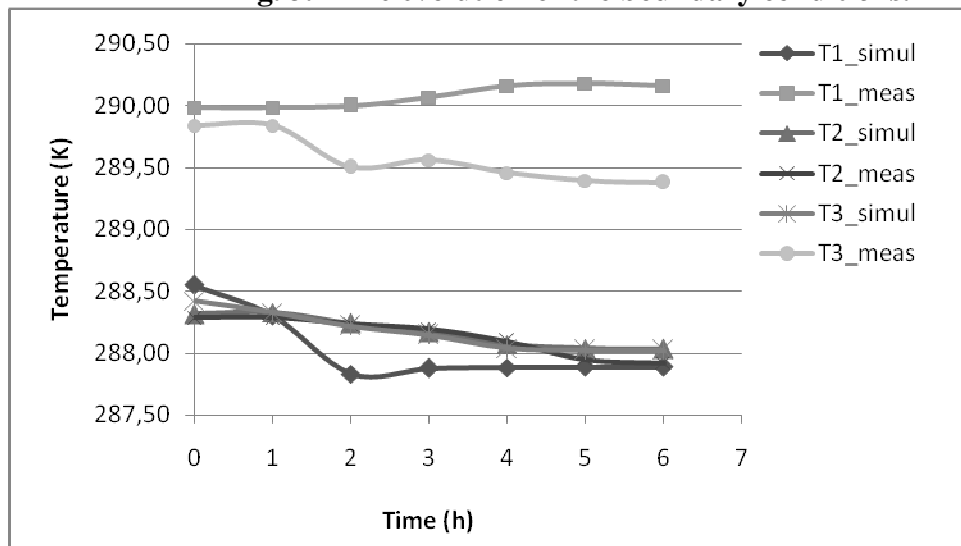


Fig. 4. Time evolution of the measured and simulated inside air temperatures.

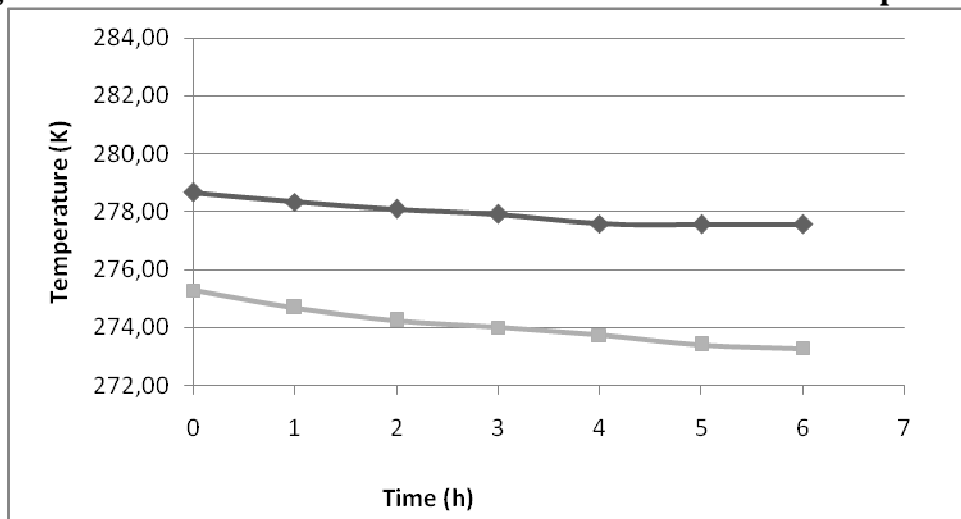


Fig. 5. Time evolution of the measured and simulated roof temperatures.

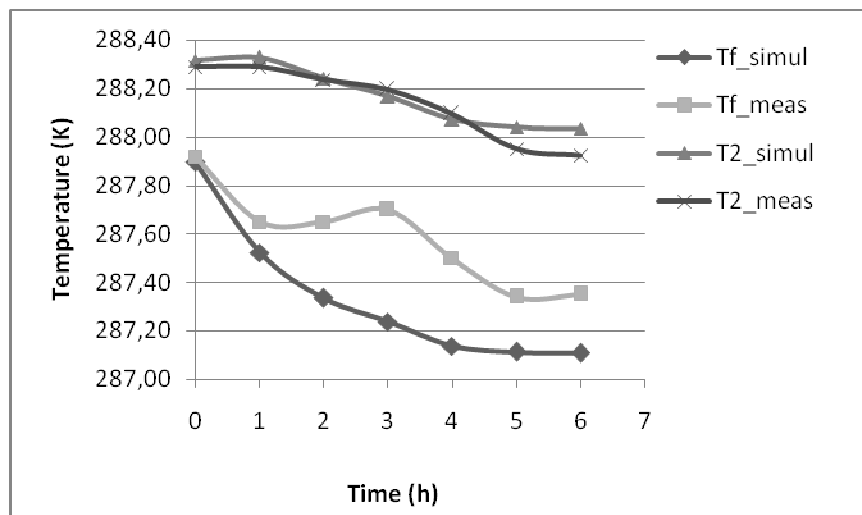


Fig.6. Time evolution of the measured and simulated inside crop air and average leaf temperatures.

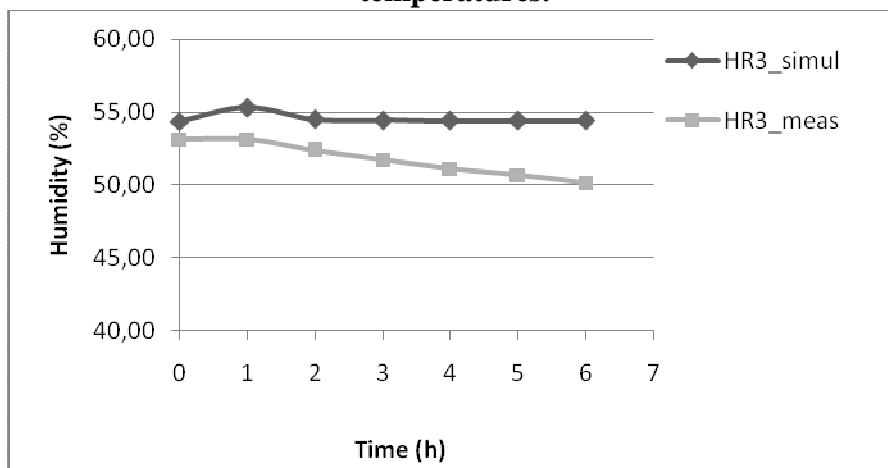


Fig. 7. Time evolution of the measured and simulated inside air relative humidities above the crop.

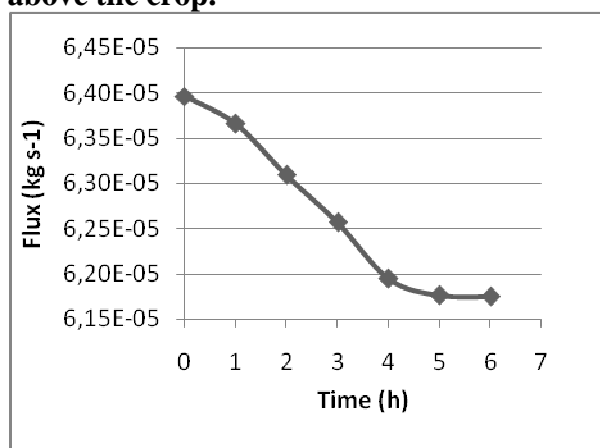


Fig. 8. Time evolution of the simulated transpiration flux.

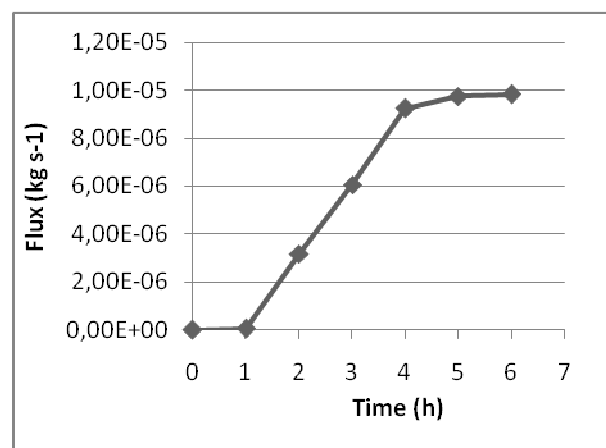


Fig. 9. Time evolution of the simulated condensation flux.

Annexe F : Code des UDF utilisées

Modification des propriétés optiques pour le milieu poreux

```
#include "udf.h"

DEFINE_GRAY_BAND_ABS_COEFF(user_gray_band_abs,c,t,nb)
{
  real abs_coeff = 0;
  switch (nb)
  {
    case 0 :
      if (THREAD_VAR(t).fluid.porous)
        abs_coeff = 9;
      else
        abs_coeff = 0;
      break;
    case 1 : abs_coeff = 0; break;
  }
  return abs_coeff;
}
```

Modélisation de l'impact du végétal

```
#include "udf.h"
#include "sg.h"
#include "mem.h"

/*****
/* *****Initialisation du domaine *****/
*****/

# define Tintial 286.79 /* Initialisation de la température dans le domaine */
# define FracEau 0.004 /* Initialisation de fraction d'eau dans le domaine */

/*****
/* *****Caractérisation de la végétation *****/
*****/

# define L 0.04 /* Longueur caracteristique d'une feuille */
# define h 0.45 /* Hauteur de la végétation (vegetal=32.5cm pots=12.5cm */
# define LAIS 4.2 /* Leaf Area Index Surfacique */
# define LAIV 9.3 /* Leaf area index volumique */

/*****
/* *****Definition des coefficients bifacteur pour calculer rs *****/
*****/

# define A 421
# define B 41
# define C 0.02
# define Dmax 2
# define rsmi 150 /* Résistance stomatique minimale */
# define lambda 0.0262 /* conductivité thermique de l'air */
# define Visc 1.8e-5 /* viscosité dynamique de l'air */
```



```
# define Lv 2257000 /* Chaleur latente de vaporisation */
# define Chp 1004 /* Capacité thermique massique à pression constante de l'air */
# define rx 0.2 /* Coefficient de relaxation */
# define Sigma 5.67e-8 /* Constante de Stephane Boltzman */
# define zero 273.15 /* Correspond à 0 °C */

/*****
/***** Source de température végétation (Flux chaleur sensible) *****/
/*****

DEFINE_SOURCE(T_interne0, cell, thread, dS, eqn)
{
real source,x[ND_ND],y0[ND_ND],y1[ND_ND],y2[ND_ND],y3[ND_ND];
int i;
int nb;
real RayAbs;
float Tinterne, delta_t, Nusselt, Gr, Re, Vitesse_x, Vitesse_Y, norme, Humair;
float RA,Tambiant,DPV,f1,f2,RS,newtemp,Humfeuille,G,D,RT;
float phi1,phi2;
Material *m=THREAD_MATERIAL(thread);

/* on récupère la valeur de la température de l'air dans la maille C_T(cell,thread)*/
Tambiant=C_T(cell,thread);

/* on récupère la valeur de la température de la feuille stockée dans user defined memory 0*/
Tinterne=C_UDMI(cell,thread,0); /* C_UDMI(cell,thread,0) variable Tinterne*/

/* on recupere la valeur de la species mass fraction avec C_YI(cell,thread,0);*/
Humair=C_YI(cell,thread,0); /* C_YI(cell,thread,0) variable Humair*/

/* on récupère la valeur de l'humidité absolue de la feuille stockée dans user defined memory 1*/
Humfeuille=C_UDMI(cell,thread,1); /* C_UDMI(cell,thread,1) variable
Humidite*/

/*****
/***** calcul de la résistance aérodynamique *****/
/*****

Vitesse_x=C_U(cell,thread);
Vitesse_Y=C_V(cell,thread);
norme=sqrt(pow(Vitesse_x,2)+pow(Vitesse_Y,2));
delta_t=fabs(Tinterne-Tambiant);
Gr=9.81*1/293*delta_t*pow(L,3)*pow(1.22,2)/pow(Visc,2);
Re=1.22*norme*L/Visc;
if (Re*Re<0.1*Gr)
{Nusselt=0.40*pow(Gr,0.25);}
if ((Re*Re>0.1*Gr)&&(Re*Re<10*Gr))
{Nusselt=0.40*pow(Gr+6.92*Re*Re,0.25);}
if (Re*Re>10*Gr)
{Nusselt=0.60*pow(Re,0.5);}
RA=1.22*Chp/(lambda*Nusselt/L);
C_UDMI(cell,thread,2)=RA;

/*****
/***** Calcul de la résistance stomatique *****/
/*****
```

```

G=C_STORAGE_R_XV(cell,thread,SV_DO_IRRAD,0);
C_UDMI(cell,thread,3)=G;
D=6.11*exp((17.25*(Tambiant-zero))/(237.8+(Tambiant-zero)));
DPV= (D-((1013*Humair)/(0.622+Humair))); /* Déficit de saturation de l'air en mbar
*/

C_UDMI(cell,thread,4)= DPV;
f1=(A+G)/(B+G);
if ((0.1*DPV)>Dmax)
f2=1+(C*pow((0.1*DPV-Dmax),2));
else
f2=1;
RS=rsmi*f1*f2;
C_UDMI(cell,thread,5)=RS;

/*****
/***** Calcul de la resistance totale *****/
/*****

RT = RA+RS;

/*****
/***** calcul du coefficient phi1 *****/
/*****

phi1=C_R(cell,thread)*Chp*2*LAIV/RA;

/*****
/***** Calcul de la temperature interne *****/
/*****

RayAbs=0;
/*Rayonnement absorbé dans la maille*/

for (nb=0;nb<sg_bee_gees;nb++)
{
real abs_coeff;
real refractive_index;
/* coefficient d'absorption en multibande */
if (nb==0)
{
abs_coeff = 9.0;
}
if (nb==1)
{
abs_coeff = 0.0;
}
RayAbs+=abs_coeff*C_DO_IRRAD(cell,thread,0);
}
C_UDMI(cell,thread,6)=RayAbs;

/*calcul de la température interne a partir de l'équation de bilan:
Tinterne=T+((ra/2)*rayonnementtotal/(Cp*LAIV))-[(ra/2)*Lv/Cp*(Humi-Hum)]/rt*/
C_UDMI(cell,thread,17)=RA*(RayAbs)/(2*C_R(cell,thread)*Chp*LAIV);
C_UDMI(cell,thread,18)=(RA*Lv/(2*Chp)*(Humfeuille-(C_YI(cell,thread,0))))/RT;
C_UDMI(cell,thread,19)=C_UDMI(cell,thread,17)-C_UDMI(cell,thread,18);

```

```
newtemp=Tambiant+RA*RayAbs/(2*C_R(cell,thread)*Chp*LAIV)-(RA*Lv/(2*Chp)*(Humfeuille-
(C_YI(cell,thread,0))))/RT;
```

```
/* relaxation*/
```

```
Tinterne=(1-rx)*Tinterne+rx* newtemp;
C_UDMI(cell,thread,0)= Tinterne;
phi2=Tinterne*phi1;
```

```
/* source term */
```

```
source=phi2-phi1*C_T(cell,thread);
C_UDMI(cell,thread,7)=source;
```

```
/* derivé du terme source par rapport à la température */
```

```
dS[eqn] = -phi1;
```

```
return source;
```

```
}
```

```

/*****
/***** Source de vapeur d'eau végétation *****/
/*****

```

```
DEFINE_SOURCE(vapeur_eau0, cell, thread, dS, eqn)
```

```
{
```

```
real source,x[ND_ND];
```

```
int i,nb;
```

```
real RayAbs;
```

```
float Tinterne,delta_t,Nusselt,Gr,Re,Vitesse_x,Vitesse_Y,norme,Humair;
```

```
float RA,Tambiant,DPV,f1,f2,RS,newtemp,Humfeuille,G,D,RT;
```

```
float phi1,phi2,Pvsat,Newhum,WF,humrelat;
```

```
/* on récupère la valeur de la température de l'air dans la maille C_T(cell,thread)*/
```

```
Tambiant=C_T(cell,thread);
```

```
/* on récupère la valeur de la température de la feuille stockée dans user defined memory 0*/
```

```
Tinterne=C_UDMI(cell,thread,0); /* C_UDMI(cell,thread,0) variable Tinterne*/
```

```
/* on recupere la valeur de la species mass fraction avec C_YI(cell,thread,0);*/
```

```
Humair=C_YI(cell,thread,0); /* C_YI(cell,thread,0) variable Humair*/
```

```
/* on récupère la valeur de l'humidité absolue de la feuille stockée dans user defined memory 1*/
```

```
Humfeuille=C_UDMI(cell,thread,1); /* C_UDMI(cell,thread,1) variable
```

```
Humidite*/
```

```

/*****
/***** calcul de la résistance aérodynamique *****/
/*****

```

```
Vitesse_x=C_U(cell,thread);
```

```
Vitesse_Y=C_V(cell,thread);
```

```
norme=sqrt(pow(Vitesse_x,2)+pow(Vitesse_Y,2));
```

```
delta_t=fabs(Tinterne-Tambiant);
```

```
Gr=9.81*1/293*delta_t*pow(L,3)*pow(1.22,2)/pow(Visc,2);
```

```
Re=1.22*norme*L/Visc;
```

```
Nusselt=0.40*pow(Gr+6.92*Re*Re,0.25);
```

```
RA=1.22*Chp/(lambda*Nusselt/L);
```

```

C_UDMI(cell,thread,2)=RA;

/*****
/***** Calcul de la résistance stomatique *****/
/*****

G=C_STORAGE_R_XV(cell,thread,SV_DO_IRRAD,0);
C_UDMI(cell,thread,3)=G;
D=6.11*exp((17.25*(Tambient-zero))/(237.8+(Tambient-zero)));
DPV= (D-((1013*Humair)/(0.622+Humair))); /* Déficit de saturation de l'air en mbar
*/

C_UDMI(cell,thread,4)= DPV;
f1=(A+G)/(B+G);
if ((0.1*DPV)>Dmax)
f2=1+(C*pow((0.1*DPV-Dmax),2));
else
f2=1;
RS=rsmi*f1*f2;
C_UDMI(cell,thread,5)=RS;

/*****
/***** Calcul de la resistance totale *****/
/*****

RT = RA+RS;

/*****
/***** calcul du coefficient phi1 *****/
/*****

phi1=C_R(cell,thread)*LAIV/RT;

/*****
/***** Calcul de l'humidité *****/
/*****

Pvsat=6.11 *exp((17.25*(Tinterne-zero))/(237.8+(Tinterne-zero)));
Newhum=0.622*Pvsat/(1013-Pvsat);

/* relaxation*/

Humfeuille=(1-rx)*Humfeuille+rx*Newhum;
C_UDMI(cell,thread,1)= Humfeuille;
phi2=Humfeuille*phi1;

/*Calcul de l'humidite relative (%) sur les feuilles */
WF=(Humfeuille/RS+Humair/RA)/(1/RA+1/RS);
humrelat=1013*100*WF/(Pvsat*(WF+0.622));
C_UDMI(cell,thread,8)=humrelat;

/* calcul du flux de transpiration*/
C_UDMI(cell,thread,9)=C_R(cell,thread)*Lv*(Humfeuille-
C_YI(cell,thread,0))*LAIS/RT; /* W /m2 */
C_UDMI(cell,thread,10)=C_R(cell,thread)*(Humfeuille-
C_YI(cell,thread,0))*LAIS/RT; /* Kg / m2 s */

/* terme source */

```

```

source=phi2-phi1*C_YI(cell,thread,0);/* Kg / m3 s */
C_UDMI(cell,thread,11)=source;

/* dérivée du terme source par rapport à la humidité de la feuille */
dS[eqn] = -phi1;
return source;
}

/*****
/*****
/***** Initialisation de domaine *****/
/*****

DEFINE_INIT(INIT_Solution, domain)
{
cell_t c;
Thread *thread;
thread_loop_c (thread, domain)
{
begin_c_loop (c, thread)
{
C_UDMI(c,thread,0)= 288.9;
C_UDMI(c,thread,1)= 0.011;
}
end_c_loop (c, thread)
}
}

```

Compensation du rayonnement

```

/*****
/***** Source compensation de rayonnement absorbé *****/
/*****

DEFINE_SOURCE(RayAbsorbe, cell, thread, dS, eqn)
{
real source;
int i1;
int nb1;
real RayAbs1;
real abs_coeff1;

/*Rayonnement absorbé dans la maille*/

RayAbs1=0;

for (nb1=0;nb1<sg_bee_gees;nb1++)
{
/* coefficient d'absorption en multibande */
if (nb1==0)
{
abs_coeff1 = 9.0;
}
if (nb1==1)
{
abs_coeff1 = 0.0;
}
RayAbs1+=abs_coeff1*C_DO_IRRAD(cell,thread,0);
}
}

```

```

    }
    C_UDMI(cell,thread,13)=RayAbs1;
    source=-RayAbs1;
return source;
}

```

Modélisation des phénomènes de condensation

```

pressure of water vapor in PASCALS given the */
/* temperature of the vapor in KELVIN. Property */
/* routine is taken from THERMODYNAMIC PROPERTIES */
/* IN SI from Reynolds, 1979. */
/* */
/* latent heat routine returns latent heat of */
/* water in KJ/KG given the temperature of */
/* the water in KELVIN. Property routine is */
/* taken from Popiel and Wojtkowiak, 1998, J. */
/* Heat Transfer Engineering */
/*****/

#include "udf.h"

/* User, upon the very first time a mesh file is loaded
should enter the following Scheme command, including
parentheses, at the Fluent TUI:

(rp-var-define 'wallcond/underrelax 0.01 'real #f)
(rp-var-define 'wallcond/wall_mf_ur 1.0 'real #f)

*/

/* CONSTANTS */
/* */
#define ID 3 /* ID is the zone label for the condensing */
/* surface in the Fluent case file */
#define MW_H2O 18.01534 /* molecular weight of h2o */
#define MW_AIR 28.966 /* Molecular weight of air */

#define P_OPER 101325.0 /* operating pressure, Pa */

/* Constants in function psat_h2o */
/* constants taken from "Thermodynamic Properties in SI" */
/* Reynolds, 1979. p. 154 */
#define PSAT_F1 -7.4192420
#define PSAT_F2 2.97221E-1
#define PSAT_F3 -1.155286E-1
#define PSAT_F4 8.685635E-3
#define PSAT_F5 1.094098E-3
#define PSAT_F6 -4.39993E-3
#define PSAT_F7 2.520658E-3
#define PSAT_F8 -5.218684E-4
#define PSAT_A 0.01
#define PSAT_TP 338.15
#define H2O_PC 22.089E6
#define H2O_TC 647.286
#define C_LOOP 8

```

```

/* Constants in function steam_hfg */
/* taken from Popiel & Wojtkowiak, 1998, J. Heat Transfer Engineering */
#define T_CR 647.3
#define L_A 0.0
#define L_B 7.79221E-1
#define L_C 4.62668
#define L_D -1.07931
#define L_P 2.5009E3

#define F_YI_FLUX(f,t,i)F_STORAGE_R(f,t,SV_SPECIES_FLUX_0+i)

/* FUNCTION DECLARATIONS */
double psat_h2o(double); /* computes sat. pressure of h2o */
double steam_hfg(double); /* computes latent heat of h2o */
double t_c(double t_sat); /* used to compute expression used in steam_hfg */
double molefrac(double,double,double);/* computes mole fraction of species */
/* in a binary mixture given mass */
/* fraction and molecular weights */
double massfrac(double,double,double);/* computes mass fraction of species */
/* in a binary mixture given mole */
/* fraction and molecular weights */

/* GLOBAL VARIABLES */
static double sr_ur_alpha = 0.01; /* allows under-relaxation factor in */
/* surface reaction calculation to be */
/* changed in the middle of a run */

static double wall_mf_ur = 1.0; /* underrelaxation in bc @ cold wall */
/* under most cases this should not */
/* be changed from 1.0 */

enum{
    MVOL,
    HFG,
    QFLUX,
    MFSAT,
    MFLUX,
};

/***** FLUENT DEFINE MACROS *****/
/*
/* function "init_function" initializes the array store_rate[[]], */
/* which stores condensation rate at each */
/* face on the condensing surface */
/* function "saturated_wall" sets the h2o mass fraction at the con- */
/* densing surface to the saturation value */
/* function "read_ur_file" reads in a new under-relaxation factor */
/* from an input file */
/* function "latent_heat" writes latent heat transfer rate at con- */
/* densing surface to an output file */
/* function "user_rate_4" computes condensation rate at each face */
/* on the condensing surface. */
/* function "user_rate_4z" computes condensation rate at each face */
/* on the condensing surface using a less */
/* stable but more physically realistic */

```

```

/*          under-relaxation scheme than user_rate_4 */
/*                                     */
/*****/

DEFINE_INIT(init_function, domain)
{
/* The initialization function initializes the under-relaxation rate */
/* for the condensation mass flux                                     */

    int n,k;
    cell_t c;
    Thread *t,*tw,*tf;
/* initialize sr_ur_alpha to SURFACE_RATE_ALHPA */
    sr_ur_alpha = RP_Get_Real("wallcond/underrelax");
    wall_mf_ur = RP_Get_Real("wallcond/wall_mf_ur");

/* initialize user-defined memory */
    thread_loop_c(t, domain)
    {
        begin_c_loop(c,t)
        {
            for(n = 0;n < sg_udm;n++)C_UDMI(c,t,n) = 0.0;
        }
        end_c_loop(c,t)
    }
}

DEFINE_ADJUST(update, domain)
{
    sr_ur_alpha = RP_Get_Real("wallcond/underrelax");
    wall_mf_ur = RP_Get_Real("wallcond/wall_mf_ur");
}

DEFINE_ON_DEMAND(post_process)
{
/* This macro takes value of heat flux at wall and stores it in */
/* user-defined memory                                     */

/*     extern Domain* domain; */
/* Use Get_Domain() for compiled UDF */
    Domain *domain = Get_Domain(1);
    real A[ND_ND];
    real t_i;
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t,*t0;
    t = Lookup_Thread(domain, ID);
    begin_f_loop(f,t)
    {
        F_AREA(A,f,t);
        c0 = F_C0(f,t);
        t0 = THREAD_T0(t);
        F_UDMI(f,t,QFLUX) = -1.*WALL_HEAT_FLUX(f,t)/NV_MAG(A);
        C_UDMI(c0,t0,QFLUX) = F_UDMI(f,t,QFLUX);
        t_i = F_T(c0,t0);
        C_UDMI(c0,t0,HFG) = steam_hfg(t_i)*1000.;
        F_UDMI(f,t,HFG) = C_UDMI(c0,t0,HFG);
    }
}

```



```

/*          printf("Wall heat flux %f\n",F_UDSI(f,t,MVOL)); */
    }
    end_f_loop(f,t)
}

DEFINE_PROFILE(h2o_sat_mf, thread, position)
{
/*****
/* B.Bell Oct. 2001          */
/*                          */
/* Modified Dec. 2001      */
/* h2o is species 0        */
/*                          */
/* If temperature is less than or equal to */
/* saturation temperature, mass fraction is */
/* set equal to mass fraction of sat. h2o */
/*                          */
/* Otherwise, use zero-gradient, which for */
/* now will be approximated as wall mf */
/* equal to cell mf        */
*****/
    real mfface,yface,tface,pface,ph2o,yfsat,mfsat;
    real delta_p;
    real old_mf,new_mf;
    real op_pres = RP_Get_Real("operating-pressure");
    int sat;
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    begin_f_loop(f,thread)
    {
        sat = 0;          /* sat = 1 if saturation condition exists; */
                        /* else 0 */
        mfface = F_YI(f,thread,0); /* h2o mass frac. at face */
        yface = molefrac(mfface,MW_H2O,MW_AIR); /* h2o mole frac. @ face*/

        tface = F_T(f,thread); /* Temp. (K) @ face */
        pface = F_P(f,thread)+op_pres; /* Abs. Pressure (Pa) @ face */
        ph2o = yface*pface; /* h2o partial pressure @ face*/
        yfsat = psat_h2o(tface)/pface; /* mole fraction of sat. h2o */
        mfsat = massfrac(yfsat,MW_H2O,MW_AIR); /* mass. frac. of sat. h2o */
        F_UDMI(f,thread,MFSAT) = mfsat;
        delta_p = ph2o-psat_h2o(tface);

/* If the h2o partial pressure is higher than the saturation pressure */
/* corresponding to the wall temperature, the mass fraction is set to */
/* saturated value. */
        if(delta_p >= 0.0 || fabs(delta_p)/ph2o <= 1.e-5)
            sat = 1;
        if(sat == 1)
        {
            new_mf = mfsat;
            old_mf = mfface;
            F_PROFILE(f,thread,position) = old_mf+wall_mf_ur*(new_mf - old_mf);
        }
        else
        {

```

```

        c0 = F_C0(f,thread);
        t0 = THREAD_T0(thread);
        new_mf = C_YI(c0,t0,0);
        old_mf = mfface;
        F_PROFILE(f,thread,position) = old_mf+wall_mf_ur*(new_mf - old_mf);
    }
}
end_f_loop(f,t)
}

```

```

DEFINE_SOURCE(mixture_condensation, c, ct, dS, eqn)
{
/* Modified by Brian Bell, Nov. 28, 2001 */
real source;
real At;
real A[ND_ND];
    int n;
Thread *ft;
face_t f;
source = C_UDMI(c,ct,MVOL);
/* Don't want to loop through all faces of all interior cells - too expensive */
if(source != 0.0)
{
    c_face_loop(c,ct,n)
    {
        f = C_FACE(c,ct,n);
        ft = C_FACE_THREAD(c,ct,n);
        if(THREAD_TYPE(ft) == THREAD_F_WALL && THREAD_ID(ft) == ID)
        {
            source = C_UDMI(c,ct,MVOL)/MAX(SMALL,F_YI(f,ft,0));
/* Flux is needed for post-processing. It is much easier
to do the accounting here than it would be to do so
in the macro for calculating the h2o source term.
For the time being, this is only going to work if one
face per cell is defined as a wall with condensation */
            F_AREA(A,f,ft);
            At = NV_MAG(A);
            C_UDMI(c,ct,MFLUX)=source*C_VOLUME(c,ct)/At;
        }
    }
}
dS[eqn] = 0.0;
return source;
}

```

```

DEFINE_SOURCE(h2o_condensation,c,t,dS,eqn)
{
/*****
/*
/* 9/21/01 Reworking old surface reaction macro */
/*
/* FACE VARIABLES (from solver): */
/*
/* tface temperature (K) */
/* s1 h2o mass fraction */
/* xf[] coordinates of face centroid (m) */
/*
/*****/

```

```

/*
/* CELL VARIABLES(from solver):
/*
/* tcell temperature (K)
/* mfcell h2o mass fraction
/* pcell static pressure (absolute) (Pa)
/* dcell density (kg/m3)
/* mdiff mass diffusivity (m2/s)
/* xc[] coordinates of cell centroid (m)
/*
/* OTHER VARIABLES
/* yf1 h2o mole fraction at wall
/* yfsat mole fraction of saturated h2o at wall
/* mffsat mass fraction of saturated h2o at wall
/* ph2o_f h2o partial pressure at wall (Pa)
/* yc1 h2o mole fraction
/* ph2o_c h2o partial pressure in cell
/* tsat_f saturation temperature of h2o at wall
/* tsat_c saturation temperature of h2o at cell
/* grad_mf magnitude of gradient of h2o mass fraction normal to wall */
/* mw1 molecular weight of h2o
/* mw2 molecular weight of air
/* sat =1 if tcell <= tsat; =0 otherwise
/* mflux condensation mass flux (kg/m2-s)
/* dn dist. from cell centroid to face centroid in normal dir. */
/* At face area
/* s0 vector from face centroid to cell centroid
/* e_xi face unit normal vector
/* A vector in face normal dir. with length equal to face area */
/*
/* FUNCTIONS
/* double psat_h2o(tsat); computes sat. pressure of h2o
/* double molefrac(massfrac1,m1,m2) computes mole fraction

int sat,n;
double tface,pface,yface;
double tcell,mfcell,pcell,dcell,mdiff;
double yf1,yc1,ph2o_f,ph2o_c,tsat_f,tsat_c,grad_mf,dn,mflux;
double yfsat,mffsat;
double At,sum_At;
double s1,mw1,mw2;
double xc[ND_ND],xf[ND_ND]; /* cell,face centroids
double s0[ND_ND],A[ND_ND],p0[ND_ND];/* other vectors
double delta_p;
double old_rate,new_rate;
double source;
real rat1;
real op_pres = RP_Get_Real("operating-pressure");
Domain *d = Get_Domain(1);
Thread *tf;
face_t f;
source = 0;
mflux = 0.0; /* initialize mflux out of loop because it is
/* possible that a cell will have more than
one */
/* face on condensing surface
*/

```

```

sum_At = 0.0;
new_rate = 0.0;
old_rate = 0.0;
mw1 = MW_H2O;
mw2 = MW_AIR;
rat1 = 0.0;
c_face_loop(c,t,n)
{
    tf = C_FACE_THREAD(c,t,n);
    if(THREAD_TYPE(tf) == THREAD_F_WALL && THREAD_ID(tf) == ID )
    {
        f = C_FACE(c,t,n);
        old_rate = C_UDMI(c,t,MVOL);
        /* Initialize sat,mflux */
        sat = 0;
        mflux = 0.0;
        /* Face values */
        s1 = F_YI(f,tf,0); /* h2o mass fraction */
        pface = F_P(f,tf)+op_pres; /* F_P is a gauge pressure */
        tface = F_T(f,tf); /* face temperature (K) */
        yface = molefrac(s1,MW_H2O,MW_AIR); /* yface is h2o mole fraction */
        ph2o_f = yface*pface; /* h2o partial pressure (Pa) */
        /* at face */
        delta_p = ph2o_f - psat_h2o(tf); /* Difference between face and */
        saturation pressure */

        if(delta_p >= 0. || fabs(delta_p)/ph2o_f <= 1.e-5) sat = 1;
        /* if pface higher than */
        /* saturation pressure, that */
        /* means tcell is below sat. */
        /* temp corresponding to tface */

        /***** COMPUTE CONDENSATION RATE (kg/m2-s) IF T <= TSAT *****/
        if(sat == 1)
        {
            /* The next line is should be valid for laminar and turbulent flow. */
            /* F_FLUX has units of kg/s */
            mflux = F_YI(f,tf,0)*F_YI_FLUX(f,tf,0)/MAX(SMALL, 1.0-F_YI(f,tf,0));

            new_rate += mflux/C_VOLUME(c,t); /* mflux units kg/m2-s */
        }
        /* Implicit part of source term is under-relaxed so that ratio of implicit part to source term
        is the same for the under-relaxed values as it is for the pre-under-relaxed values
        Interested parties can do the algebra on their own */
        if(F_YI(f,tf,0) != 1.0) rat1 = new_rate*(1./(F_YI(f,tf,0)-F_YI(f,tf,0)*F_YI(f,tf,0)));
    }
    new_rate = old_rate+sr_ur_alpha*(new_rate-old_rate);
    C_UDMI(c,t,MVOL)=new_rate; /* volumetric source strength */
    source = new_rate;
    dS[eqn] = new_rate*rat1;
    return source;
}

/* Source terms in momentum and energy equations are necessary to

```

are included for convenience, but in test cases they appear to have little effect on the solution */

```

DEFINE_SOURCE(energy_condensation, c, ct, dS, eqn)
{
  real source;
  real face_temp,h2o_enth;
  real A[ND_ND];
  int n;
  Thread *ft;
  face_t f;
  Material *m = THREAD_MATERIAL(ct);
  Material *sp = MIXTURE_SPECIE(m,0); /* h2o has to be species-0 for this to work */
  source = C_UDMI(c,ct,MVOL);
  c_face_loop(c,ct,n)
  {
    f = C_FACE(c,ct,n);
    ft = C_FACE_THREAD(c,ct,n);
    if(THREAD_ID(ft) == ID && THREAD_TYPE(ft) == THREAD_F_WALL)
    {
      /*
      Note:
      It is very important to use the enthalpy value from FLUENT rather than
      the enthalpy value from the function hfg, which has a different reference
      state.
      Also, as the source term represents the transfer of WATER VAPOR
      (and NOT air) out of the domain at the BOUNDARY (and NOT at the cell center)
      the rate of enthalpy removal should be based on the value used by the
      solver for the enthalpy of the water vapor, i.e.
      h_h2o = cp_h2o * (Twall - Tref)

      */
      temp = F_T(f,ft);
      h2o_enth = Enthalpy(sp,temp,0.,op_pres,NULL,NULL);
      source = h2o_enth*C_UDMI(c,ct,MVOL)/MAX(SMALL,F_YI(f,ft,0));
    }
  }
  dS[eqn] = 0.0;
  return source;
}

```

```

/*****
/* H2O PROPERTY ROUTINES */
*****/

```

```

double psat_h2o(double tsat)
/* Computes saturation pressure of water vapor */
/* as function of temperature */
/* Equation is taken from THERMODYNAMIC PROP */
/* ERTIES IN SI, by Reynolds, 1979 */
{
  int i;
  double var1,sum1,ans1,psat;
  double constants[8]={-7.4192420, 2.97221E-1, -1.155286E-1, 8.68563E-3, 1.094098E-3, -4.39993E-3,
2.520658E-3, -5.218684E-4};

  /* var1 is an expression that is used in the summation loop */

```

```

var1 = PSAT_A*(tsat-PSAT_TP);

/* Compute summation loop */
i = 0;
sum1 = 0.0;
while (i < C_LOOP){
    sum1+=constants[i]*pow(var1,i);
    ++i;
}

ans1 = sum1*(H2O_TC/tsat-1.0);
/* compute exponential to determine result */
/* psat has units of Pascals */
psat = H2O_PC*exp(ans1);
return psat;
}

double steam_hfg(double t_sat)
{
    int n;
    double tc,sum_e,y;
    static double e[8] = {0,-3.87446, 2.94553, -8.06395, 11.5633, -6.02884};

/* compute tc */
tc = t_c(t_sat);
/* sum e's */
n = 1; /* initialize n */
sum_e = 0.; /* initialize sum_e */
while(n<8)
{
    sum_e += e[n]*pow(tc,(double)n);
    ++n;
}
/* compute y */
y = L_A + L_B*pow(tc,1./3.) + L_C*pow(tc,5./6.) + L_D*pow(tc,7./8.) + sum_e;
return y * L_P;
}

double t_c(double t_sat)
{
    return (T_CR-t_sat)/T_CR;
}

double molefrac(double mass_frac, double m1, double m2)
/*****
/* B.Bell 4/5/00 */
/* computes mole fraction of species 1 in a binary */
/* ideal mixture */
/* mass_frac: mass fraction of species 1 */
/* m1 : molecular weight of species 1 */
/* m2 : molecular weight of species 2 */
*****/
{
    double x,num,denom; /* x is mole fraction */
    if(mass_frac <= 0.0)x=0.0;
    else {
        num = m2;

```

```
denom = m2+m1*((1./mass_frac)-1.);
x = num/denom;
}
return x;
}

double massfrac(double mole_frac, double m1, double m2)
/*****/
/* B. Bell 4/5/00 */
/* computes mass fraction of species 1 in a binary */
/* ideal mixture */
/* mole_frac: mole fraction of species 1 */
/* m1 : molecular weight of species 1 */
/* m2 : molecular weight of species 2 */
/*****/
{
double x,num,denom; /* x is mass fraction */
if(mole_frac <= 0.0)x=0.0;
else {
num = mole_frac*m1;
denom = num + (1.-mole_frac)*m2;
x = num/denom;
}
return x;
}
```

