

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

UNIVERSITE DE BATNA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

THESE PRESENTEE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE

DOCTEUR
EN
MECANIQUE
Option : ENERGETIQUE

PAR

SERIR Lazhar

**Impact du Microclimat Distribué sur la Performance Energétique des
Bâtiments Agricoles : Cas des Serres dans les Régions Semi-arides et
Océaniques**

Soutenue publiquement le 06 juin 2012 , devant le jury composé de :

SIAMEUR Mohamed	Professeur	Université de Batna	Président
BENMOUSSA Hocine	Professeur	Université de Batna	Rapporteur
CHAKER Abla	Professeur	Université de Constantine	Examineur
DRAOUI Belgacem	Professeur	Université de Béchar	Examineur
BRIMA Abdelhafid	M. Conférences A	Université de Biskra	Examineur

Table des matières

I-Introduction Générale	1
I-1 Contexte et enjeux	1
I-2 Problématique.....	1
I-3 Approches envisagées	2
Chapitre II.....	5
Introduction	6
II.1 Echanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes.....	7
II.2 Echanges Convectifs	9
a- Convection forcée	9
b- Convection libre	9
c.-Convection mixte	10
I-3 Echange conductif	11
II-4 Les échanges hydriques.....	11
a- Au niveau de la paroi de la serre	11
b- Au niveau du sol.....	12
c- La transpiration des cultures sous serre.....	12
II.5 Modélisation.....	13
II.6 Hétérogénéité du climat sous serre.....	14
2.2 La technique de simulation CFD.....	17
2.5 Conclusion.....	21
Chapitre III	23
Modélisation par l'approche globale.....	23
Introduction	24
III.1 Principe de l'approche globale.....	24
III-2 Expression des flux de chaleur	25
3.2.1 Flux radiatifs	25
III.2.2 Flux convectif.....	30
III.2.4 Flux conductif	35
IV.2.4 Flux de massique.....	36
a- Condensation et Evaporation	36
b- Evapotranspiration	38
III-3 Formulation mathématique	39
a. Bilan énergétique de la couverture	40
b. Bilan énergétique de l'air intérieur.....	41
c. Bilan énergétique du couvert végétal	41
d. Bilan énergétique de la surface du sol.....	42

e. Bilan énergétique du sol en profondeur	42
III-4 Résolution.....	43
Conclusion.....	43
Chapitre VI.....	45
Simulation Sous TRNSYS	45
Introduction	46
III.5 Présentation du code TRNSYS	46
IV.2 Création d'un nouveau composant.....	47
IV.3 Création d'un nouveau projet.....	50
IV.4.2 Simulation numérique et validation	52
V.4.2 Validation sous climat semi-aride	53
VI.4.2 Résultats et discussion.....	54
a- Prédiction de la température et de l'humidité	54
IV.4.3 Validation sous climat océanique.....	58
IV.4.4 Résultats et discussion.....	61
V.4.4 Conclusion.....	67
Chapitre V	68
Model de climat distribué de la serre	68
Introduction	69
V.1 Equations générales de l'outil CFD	69
a- Phase 1 : pré- traitement.....	70
b- Phase 2 : Résolution	71
c- Phase 3 post-traitement	71
V.2 Représentation de la géométrie du bâtiment dans les modèles CFD	71
A- Domaine de calcul dans la ventilation naturelle.....	71
B- Interaction entre le bâtiment, le climat externe et interne	72
V.3 Modèle de Turbulence.....	72
a- Le modèle k- ϵ	73
b- Le modèle RNG k- ϵ :	73
c- Le modèle k- ϵ réalisable:	73
d- Le modèle RSM (Reynolds Stress Model) :.....	73
V.4 Modélisation du climat distribué de la serre	75
b- Description du modèle	76
d- Paramètres numériques	79
V.5 Résultats de simulation.....	79
Chapitre VI.....	84
Cosimulation TRNSYS-Fluent: méthodes, stratégie et résultats	84
Introduction	85
VI.1 Couplage entre ES et CFD	85

VI.1.2	Méthodes de couplage	94
VI.1.2	Stratégie de couplage.	94
	Couplage TRNSYS-Fluent.....	98
	Description du modèle, déroulement et conditions aux limites	102
	Résultats de cosimulation.....	103
Conclusion générale :		119
Références bibliographiques		121

Liste des Figures

Figure 2. 1 :	Schéma du modèle G.G.D.M.....	14
Figure 2. 2 :	schéma représentant 4 zones.....	16
Figure 2. 3:	Température interne des différentes zones, d'après	16
Figure 2. 4:	nombre d'articles publiés sur l'application de la CFD à l'étude de la ventilation dans les bâtiments agricoles	18
Figure 3. 1:	Echanges thermiques entre les nœuds du système et son environnement	40
Figure 3. 2:	schéma des nœuds représentant le sol sous serre.....	42
Figure 4. 1:	Fenêtre pour la création d'un nouveau module	47
Figure 4. 2 :	Fenêtre pour la création du proforma du nouveau composant.....	48
Figure 4. 3:	Fenêtre pour l'introduction des variables (Inputs, parameters, derivatives et outputs).....	48
Figure 4. 4:	Aperçu sur le squelette du nouveau module.	49
Figure 4. 5 :	Exemple d'intégration d'un nouveau module dans le programme TRNSYS.....	49
Figure 4. 6:	connexion entre le TYPE 109 et le nouveau composant serre.	50
Figure 4. 7 :	Connexion entre le TYPE 69 (calcul de la température équivalente du ciel) et le nouveau composant.	51
Figure 4. 8:	Connexion entre le TYPE 33 (calcul des propriétés psychrométriques) et le TYPE 69 (calcul de la température équivalente du ciel).....	51
Figure 4. 9:	Architecture du logiciel de simulation du climat d'une serre sous TRNSYS.	52
Figure 4. 10:	Schéma de la serre expérimentale d'après Mesmoudi et al. (2008)	53
Figure 4. 11:	Evolution de la température à l'intérieur de la serre (■ expérimentale, — théorique)	55
Figure 4. 12:	Evolution de l'humidité à l'intérieur de la serre (▲ expérimentale, — théorique)	55
Figure 4. 13:	Orientation et nomenclature des différentes parois de la serre Venlo	57
Figure 4. 14:	Evolution de la transmittivité de l'éclairement direct dans le temps pour les surfaces de 1 à 6 et de l'éclairement diffus	57
Figure 4. 15:	Evolution de la transmittivité en fonction de l'angle d'incidence ^o : ■ pour cette étude et Δ d'après Pieters and Deltour, 1999.	58
Figure 4. 16:	Evolutions dans le temps des températures des surfaces (°C) , T1 correspond à la température de la paroi verticale Est et T3 à celle de la paroi verticale Ouest	58
Figure 4. 17:	Evolution dans le temps de température du sol (--- mesurée, — calculée) en utilisant la corrélation générale $h_{ai,s} = a\Delta T^{0.33}$	66
Figure 4. 18:	Température de l'air interne calculé vs Température mesurée.....	66
Figure 4. 19:	Humidité de l'air interne calculé vs Humidité mesurée	66

Figure 4. 20: Température du sol calculé vs Température mesurée.....	67
Figure 5. 1: Vitesse de l'air le long de la serre à 1.1 m du sol. :k-ε standard k-ε réalisable ■■■ Expérimentales (d'après Bartzanas et al.,2007)	74
Figure 6.1: représentation schématique du couplage interne.	89
Figure 6. 2 Variables utilisées dans le couplage ES-CFD.....	92
Figure 6. 3 : représentation des 6 méthodes d'échange de données entre le modèle thermique et le modèle aéraulique.....	93
Figure 6. 4: Représentation schématique de l'approche découplée dite « ping-pong » et de l'approche couplée itérative dite « oignon » (d'après Hensen, 1999).....	94
Figure 6. 5 : Schéma de couplage entre ES et CFD pour le cas d'une serre	95
Figure 6. 6: illustration de la stratégie de couplage.....	96
Figure 6. 7 : Illustration des différentes stratégies de couplage (d'après Zhai et al., 2002) ...	97
Figure 6. 8 : Organigramme de couplage entre TRNSYS (ES) et Fluent (CFD).....	100
Figure 6. 9 : Schéma de connexion entre les différents composants du système.....	101
Figure 6. 10 : fenêtre donnant le détail de la première entrée (fonction de contrôle)	102
Figure 6. 11 : fenêtre donnant le détail du type 14 (fonction de forçage).....	103

Liste des tableaux

Tableau 3. 1 : Critères utilisés pour la déterminer le mode de convection et le type d'écoulement	33
Tableau 3. 2: Corrélations exprimant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grashof dans le cas de la convection entre l'air intérieur et la végétation selon différents auteurs	33
Tableau 3. 3: Corrélations exprimant le coefficient de convection entre l'air intérieur et le sol selon différents auteurs	34
Tableau 3. 4 : liste des corrélations donnant le coefficient de convection du coté intérieur de la paroi selon différents auteurs	34
Tableau 3. 5 : liste des corrélations donnant le coefficient de convection du coté extérieur de la paroi selon différents auteurs	35
Tableau 4.1 : Liste des entrées du module serre.	53
Tableau 4.2 : Liste des paramètres de la serre de référence sous climat semi-aride, site Batna	54
Tableau 4.VI.1 : Caractéristiques de l'enregistreur Oakton Plus.....	56
Tableau 4.1 : Liste des paramètres de la serre de référence sous climat océanique, site Angers	62
Tableau 5.1 : Influence du model de turbulence sur la différence de température (intérieure extérieure) de la serre, valeur expérimentale 1.3 °C.	75
Tableau 6.1: Quelques fonctions typiques des programmes ES et CFD d'après Zhai et Chen (2005).	86
Tableau 6.2 : Corrélations donnant le coefficient de convection à l'extérieur, d'après Emmel et al. (2007)	110

Remerciements

Je remercie le Professeur Hocine BENMOUSA pour sa confiance en ma capacité à mener ce travail à terme.

J'adresse surtout mes vifs remerciements à Monsieur Pierre-Emmanuel BOURNET, Professeur à Agrocampus Ouest Angers, pour tous les efforts et tout le temps qu'il m'a consacré durant et après mon séjour à Angers ; j'apprécie énormément la qualité de son encadrement et de ses orientations qui m'ont permis de présenter un travail d'excellente qualité à un détail près.

Je remercie Monsieur Gérard CHASSERIAU pour l'accueil chaleureux qu'il m'a réservé au laboratoire, je resterais éternellement reconnaissant.

Je suis également très reconnaissant à l'aide précieuse de Dominique LEMESLE et Alain TRAVERS pour leur contribution dans la partie expérimentale.

Mes hommages à tout les membres de l'unité de recherche EPHORE qui étaient très sympathiques envers moi durant mon séjours parmi eux.

Je remercie les membres du jury qui ont accepté d'examiner ce travail.

Ce travail est accompli grâce à l'aide de plusieurs personnes, toutefois j'assume l'entière responsabilité de ce qui écrit dans ce manuscrit.

Je dédie ce travail à :

❖ *Ma femme et mes enfants*

❖ *La mémoire de mon père, mon premier et unique enseignant*

Nomenclature

A_i	: Surface de l'élément i,.....	[m ²]
C_p	: chaleur massique à pression constante,	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
$\alpha^*(\theta_i)$: Absorptivité en fonction de l'angle d'incidence.....	[deg]
Dir	: Éclairement direct incident sur l'élément i	[W m ⁻²]
dif^{\downarrow}	: Éclairement diffus sur un plan horizontal	[W m ⁻²]
F_{isk}	: Facteur de forme entre l'élément i et le ciel.....	[-]
F_{ise}	: Facteur de forme entre l'élément i et le sol extérieur.....	[-]
g	: accélération de la pesanteur,	[m s ⁻²]
Gr	: nombre de Grashof,	[-]
Hr	: humidité relative,.....	[%]
h	: coefficient de transfert de chaleur par convection,	[W m ² K ⁻¹]
k	: coefficient de transfert hydrique,	[-]
LAI	: indice foliaire,	[-]
L_v	: chaleur latente de vaporisation de l'eau,	[J kg ⁻¹]
Nu	: nombre de Nusselt,.....	[-]
Q	: quantité de chaleur,	[W]
p	: pression statique,.....	[Pa]
Pr	: nombre de Prandtl,.....	[-]
R	: éclairement solaire,	[W m ²]
Ri	: nombre de Richardson,	[-]
Re	: nombre de Reynolds,	[-]
R_{nn}	: taux de renouvellement d'air,	[h ⁻¹]
r_s	: coefficient de résistance à la diffusion,	[s m ⁻¹]
S	: surface,	[m ²]
t	: temps	[s]
u	: vitesse du fluide,	[m s ⁻¹]
U_e	: vitesse du vent,	[m s ⁻¹]
U_i	: vitesse de l'air intérieur de la serre,	[m s ⁻¹]
V	: volume de la serre,	[m ³]
z	: hauteur verticale,	[m ¹]
Caractères grecs		
α	: coefficient d'absorption,	[-]
β	: coefficient de dilatation thermique,	[K ⁻¹]
ε	: émissivité,	[-]
ε	: coefficient d'évaporation,	[-]
τ	: coefficient de transmission,	[-]
λ	: conductivité thermique,	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ	: viscosité dynamique,	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ν	: viscosité cinématique,	[m ² s ⁻¹]
ρ	: masse volumique	[kg m ⁻³]
ρ°	: Réflectivité du sol extérieur, appelé aussi albédo.....	[-]

σ : constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8}$ [W m² K⁻⁴]

Φ : flux de chaleur, [W]

ΔT : gradient de température, [K]

Indices

ai : air intérieur

ae : air extérieur

s : sol

se : sol extérieur

sk : ciel

Exposants

cv : convection

* : rayonnement solaire

Ir : infrarouge

mr : multireflexion

Chapitre I

INTRODUCTION GÉNÉRALE

I-1 Contexte et enjeux

Les bâtiments agricoles, tels que les bâtiments d'élevages et les serres, sont des systèmes de production intensive qui dépendent essentiellement de la conception et de la performance énergétique du système, cette dernière est régie par les processus d'échanges dans le bâtiment tels que les transferts de chaleurs et de masse. En conséquence, les paramètres du microclimat à l'intérieur tels que la température, l'humidité et la pollution sont régis par les écoulements d'air à l'intérieur.

La production agricole nécessite une bonne maîtrise du microclimat de la serre. Le système de production a besoin, pour son fonctionnement, d'une certaine gamme de température et d'humidité favorisant le développement normal des plantes. En effet, ces dernières années, le contexte a changé et il faut désormais composer avec les crises énergétique et sanitaire. La compréhension quantitative du microclimat peut aider les producteurs à optimiser l'utilisation de l'énergie, la fertilisation et les systèmes d'irrigation. Le producteur doit à la fois minimiser les coûts de production et répondre à la demande sociétale liée aux problèmes environnementaux.

I-2 Problématique

Jusqu'à récemment, la gestion climatique des serres s'appuyait sur des données climatiques mesurées en un point unique, souvent peu représentatif des champs de variables qu'elles étaient censées représenter et qui servaient aux automates pour ajuster le fonctionnement de la ventilation, du chauffage ou de l'humidification. Des modèles globaux permettant d'ajuster le taux d'aération, la température moyenne dans l'abri et l'hygrométrie étaient parfois associés à cette approche.

Les objectifs de ce travail consistent à mettre au point un modèle du climat global sous serre permettant de mieux gérer ce climat tant en zone tempérée qu'en milieu semi-aride. Ce modèle devrait également aider les agriculteurs à mieux gérer les ressources énergétiques et hydriques requises par leurs outils de production.

Les questionnements scientifiques qui en découlent de cette problématique peuvent être formulés de la façon suivante :

Quel est l'impact des conditions climatiques « extrêmes » sur la distribution du climat à l'intérieur d'une serre ?

Comment le climat distribué à l'intérieur d'une serre peut-il influencer sur le choix de la solution technique à proposer et la conduite énergétique à suivre pour une meilleure performance énergétique ?

I-3 Approches envisagées

La nouvelle version de **TRNSYS 16**, autorise désormais le couplage avec **Fluent**, mais ceci nécessite d'importants développements pour écrire de nouveaux programmes compatibles avec la syntaxe de **TRNSYS**, le premier programme pour modéliser la serre, le second pour modéliser le sous-sol. Un troisième programme a été développé en modifiant un programme déjà existant dans **TRNSYS** pour assurer le couplage entre **TRNSYS** et **Fluent™**, cette dernière action est la plus complexe. Il a fallu corriger une erreur dans le programme existant dans **TRNSYS**.

Le module serre est développé en utilisant la méthode des bilans d'énergie autour des éléments constituant la serre (couverture, air intérieur et sol). Les bilans d'énergies, relatifs au module sous-sol, sont établis autour des nœuds qui représentent les couches du sous-sol.

Fluent™ (logiciel de mécanique des fluides numérique) est utilisé pour simuler le climat distribué dans une serre selon une approche bidimensionnelle. Les calculs sont menés en régime stationnaire.

Dans une première étape, il est nécessaire de mailler le domaine de calcul et de spécifier la nature des conditions aux limites qui seront appliquées aux frontières de ce domaine (serre, sol et milieu environnant). Cette étape est réalisée avec un logiciel spécifique **Gambit** qui communique avec le solveur **Fluent**. Dans un second temps, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues par le solveur. Le post-traitement permet de visualiser les résultats obtenus.

La modélisation avec **Fluent** constitue un complément pertinent à l'approche globale entreprise avec le logiciel **TRNSYS** et vice-versa, en d'autres termes les deux logiciels

échanges les conditions aux limites, ce qui minimise le nombre d'hypothèses. Le couplage entre **TRNSYS** et **Fluent** est la phase la plus complexe du travail, pour réaliser ce couplage, nous étions obligés d'utiliser Fluent en mode texte. Cette pratique est rarement employée, mais elle semblait incontournable pour faire communiquer les deux programmes.

Pour les besoins de la validation, nous avons en premier lieu utilisé les données expérimentales d'une serre du type « Venlo » en verre situé à Batna pour valider les résultats de **TRNSYS**. Les simulations ont révélé une bonne concordance entre les températures mesurées et calculées, cependant des différences ont été observées dans l'évolution de l'humidité. Les paramètres soupçonnés, sont l'évapotranspiration et le renouvellement d'air. Pour éliminer le doute, concernant ces deux paramètres, nous avons effectué une campagne de mesure sur le site d'Angers, cette fois ci la serre tunnel était fermée et le sol était maintenu sec. Les paramètres mesurés étaient la température et l'humidité de l'air intérieur, la température de la paroi et la température du sol. Les résultats de simulation sont en accord aussi bien pour les températures que pour l'humidité.

Après avoir exposé les méthodes et stratégies de couplage, nous avons procédé au couplage **TRNSYS-Fluent**, les résultats de la cosimulation montrent l'évolution des champs de vitesses, de températures et d'humidité. Nous avons aussi pu comparer les coefficients de convections calculés par TRNSYS en utilisant de corrélations et ceux calculés par **Fluent**.

La thèse est divisée en six chapitres. Le premier chapitre introduit le contexte et enjeux de l'étude, expose la problématique et définit les objectifs de l'étude.

Le second chapitre porte sur l'état de l'art concernant les mécanismes qui gouvernent le climat sous serre.

Le troisième chapitre est consacré au développement d'un modèle global de la serre et du sol sous serre, dans cette partie nous avons donné les différentes expressions des flux de chaleur : radiatif, convectif, et conductif ainsi que les expressions de transfert de masse concernant les phénomènes de condensation, d'évaporation et d'évapotranspiration. Nous avons formulé le problème par la méthode des bilans énergétiques. La mise en équations est suivie par un bref aperçu sur la méthode de résolution. A la fin de cette partie, nous avons présenté le code TRNSYS en identifiant

les paramètres d'entrée, de sortie des deux nouveaux modules développés Dans l'environnement TRNSYS, le module serre et le module sous-sol.

Dans le quatrième chapitre, nous avons décrits les serres de référence, la première pour sur le site de Batna sous climat semi-aride et la seconde sur le site d'Angers sous climat océanique, les résultats issus de l'expérimentation sur ces deux serres ont servie à la validation des simulations numériques. Nous avons effectué une analyse numérique de l'influence du coefficient de convection entre sol et air sur le microclimat dans le cas d'une serre tunnel fermée.

Le cinquième chapitre introduit l'approche du climat distribué, nous avons aussi présenté les différents modèles de turbulence, montré l'aspect de complémentarité entre le modèle global et distribué, et l'avantage principal qui réside dans l'échange de conditions aux limites entre modèle global et modèle distribué.

Le sixième chapitre est consacré à la cosimulation avec TRNSYS-Fluent. Dans cette partie nous avons exposé les différentes méthodes de couplage. Nous avons écrit un programme qui permet le couplage de deux codes totalement différents, TRNSYS et Fluent

Nous avons pu déterminer d'une façon ponctuelle les coefficients d'échanges convectifs. Nous avons conclu cette partie avec les avantages et propose le prolongement de l'approche de couplage.

Enfin, une conclusion générale résume les principaux résultats et donne les perspectives qui peuvent être envisagées dans cette thématique

Chapitre II

Etat de l'art sur le microclimat des serres

Introduction

L'objectif recherché, dans le domaine des serres, est de créer un microclimat favorable pour que la production sous serre soit optimale, économiquement rentable et tant qu'outil de production, et incontestablement écologique.

Le principe de fonctionnement est basé essentiellement sur l'effet de serre, cet effet est produit par la différence de perméabilité par rapport à deux catégories de rayonnement : rayonnement solaire et terrestre. L'effet de serre devient maximal par la conjugaison du confinement et du piégeage de la chaleur à l'intérieur, le piégeage n'est réalisé que dans le cas où les parois sont en verre, le verre est ainsi appelé milieu semi transparent, c'est à dire qu'il est transparent dans le domaine du visible c'est-à-dire dans le spectre correspondant aux Courtes Longueurs d'Ondes (C.L.O) tandis qu'il est totalement opaque dans le domaine infrarouge, c'est le spectre correspondant aux de Grandes Longueurs d'Ondes (G.L.O). Ce dernier effet ne peut pas être obtenu dans le cas des serres plastiques, les films plastiques ont une certaine perméabilité vis-à-vis des G.L.O.

La serre tant que système, est définie par des limites dans l'espace, ces limites sont la paroi et la couche du sol, leur rôle est de séparer le microclimat interne de manière à ce qu'il soit différent du climat externe. Néanmoins, le climat interne n'est pas totalement indépendant du climat externe, ainsi le milieu intérieur de la serre échange avec le milieu extérieur à travers ces limites (paroi et couche du sol). Parfois les exigences de la production poussent les exploitants des serres à favoriser cet échange soit d'une manière passive, c'est le cas de la ventilation naturelle, soit d'une manière active par l'utilisation de systèmes de ventilation mécanique, d'humidifications ou de chauffage.

Les paramètres aériens du microclimat ne sont pas les seuls facteurs déterminant de la production, la température de la couche du sol sous serre est très importante du faite qu'elle gouverne l'évaporation et l'aération aussi bien que les types et les taux de réactions chimiques qui auront lieu dans le sol, elle influe aussi sur les processus

biologiques tels que la germination des semences, l'émergence des semis et la croissance, le développement racinaire, et l'activité microbienne.

La serre tant que système thermique se caractérise par la variabilité des conditions des limites dans le temps, qui sont les conditions météorologiques. L'autre spécificité est la coexistence de tous les modes de transferts thermiques, radiatifs, convectifs avec ou sans changement de phase, ou conductif. Nous allons dans ce qui suit présenter ces différents échanges.

II.1 Echanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes

a- Les échanges radiatifs (C.L.O) trouvent leur origine à l'irradiation solaire, d'ailleurs il est connu que l'énergie solaire est à l'origine de toutes les autres formes d'énergies nécessaires aux processus physiques et biologiques sur la surface de la terre. Le premier objectif d'une serre est donc, la transmission de la quasi-totalité du rayonnement solaire et principalement dont la longueur d'onde est comprise entre 400 et 700 nm, c'est cette tranche de rayonnement qui stimule la photosynthèse appelée PAR (de l'anglais Photosynthetic Active Radiation). C'est la raison pour laquelle, plusieurs travaux se sont focalisés sur la transmission de la couverture des serres, la plupart d'entre eux utilisaient une approche expérimentale. Parmi ces études, nous citons celles de Baille et al. (1983) qui ont comparé le verre horticole ordinaire et un autre type de verre à faible émissivité, ils ont quantifié l'économie d'énergie due à l'utilisation de ce dernier type de verre par rapport au verre horticole ordinaire. Pearson et al. (1995) ont comparé 9 matériaux de couverture où ils ont quantifié la transmission du PAR pour chaque type de matériau, ils ont aussi confirmé que les avantages des films fluorescents, c'est-à-dire, la présence d'additifs fluorescents qui ont comme effet de modifier une partie du spectre de l'ultraviolet (UV) en (PAR), et du fait diminue le risque de maladies des plantes. Dans la même optique, Athanasios et al.(1997) ont comparé le verre à deux autres types de couvertures et leurs effets sur la productivité et l'économie d'énergie. Kittas et Baille (1998) ont mesuré, en laboratoire et à l'extérieur, les propriétés radiométriques spectrales du verre et de 7 autres types de couverture plastique, ainsi que la transmissivité spectrale de ces matériaux et ils ont estimé des paramètres spécifiques reliés à la réponse des plantes. Par la suite, Kittas et al (1999), ont étudié la quantité et la qualité de la transmission de

la lumière dans de différentes configurations de serres selon leurs géométries et le type de couverture. Wang et Deltour (1999) ont étudié les propriétés thermiques du chlorure de polyvinyle (PVC) bi-orienté en plaques ondulées rigides à partir de mesures spectrales et de simulations, ils ont effectué l'étude comparative, par simulation avec un modèle dynamique basé sur les bilans énergétiques, de ce type de avec couverture par rapport à 4 autres matériaux. Pieters et Deltour, (1999) ont étudié l'effet de la condensation sur la transmittivité de la couverture, la transmittivité est déterminé par rapport à un angle d'incidence moyen par rapport aux inclinaisons du toit, ces valeurs moyennes sont $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ et 75° . Pour les autres valeurs d'angle d'incidence, elle est déterminée par interpolation linéaire. Criten (1988,1989) a étudié l'effet de la géométrie sur la transmittivité de la lumière dans les serres. Kittas et al (2006) ont étudié les conséquences de l'utilisation des films absorbants les UV sur le microclimat et la production en comparant des films qui ont pour transmissivité dans le domaine UV (0, 3 et 5 %), ils ont montré qu'il n'y a pas d'influence de ces trois couvertures plastiques sur le microclimat en se basant sur la mesure du rayonnement global transmis par ces trois couvertures, leurs résultats semblent cependant manifestement différents avec une autre étude antérieure en occurrence celle de Baytorun et al.(1994) qui indiquent que la présence de rayonnement UV supplémentaire modifie la température moyenne dans la serre de 0,5 à 1,5 °C.

A l'exception de l'étude de Pieters et Deltour (1999) où ils ont utilisé des transmittivités mesurées pour des valeurs d'angle d'incidence moyen de 15, 30, 45, 60, et 75° . Pour les autres valeurs, les auteurs déduisent la transmittivité par interpolation linéaire. Dans la littérature, dans la plus part des travaux, les auteurs utilisent une transmittivité moyenne, constante le long de la journée, obtenu par voie de mesure du rapport de l'éclairement solaire global incident et transmis.

b- L'échange par rayonnement de grandes longueurs d'ondes entre deux ou plusieurs surfaces, est fonction des températures des surfaces, d'émissivités, de la nature de la réflexion (diffuse ou spéculaire), et de la disposition des surfaces les uns par rapport aux autres (facteur de forme). Dans ce mode de transfert la difficulté se résume dans la détermination des facteurs de forme. L'échange aura tendance à établir l'équilibre entre les températures des surfaces par refroidissant des plus chaudes et en échauffement des plus froides. La représentation mathématique de l'échange radiatif est non-linéaire en termes de température.

Dans la littérature, cette question n'a pas été abordée du fait que la couverture est considérée en entier, donc le facteur de forme entre le sol et la couverture est égal à 1 et il en est de même entre la couverture et la voûte céleste.

Dans notre cas, nous avons décomposé la couverture en 6 parties selon l'inclinaison et l'orientation de chacune d'elles. Nous avons calculé l'ensemble des facteurs de formes.

II.2 Echanges Convectifs

On distingue trois modes de convection, forcée, naturelle ou mixte, pour déterminer le mode de convection, on fait appel aux nombres adimensionnels, le Nombre de Grashof (Gr), le nombre de Reynolds (Re), et enfin le nombre de Richardson ($Ri=Gr/Re^2$), c'est la valeur de ce dernier qui détermine le mode de convection, si Ri est inférieur à 0,1 le mode de la convection est forcé, s'il est supérieur à 16 le régime est naturel, entre ces deux valeurs on est en présence de convection mixte (Roy et al,2002).

a- Convection forcée

Dans le cas de la convection forcée, le nombre de Nusselt (Nu) dépend du taux de transfert de chaleur à travers la couche limite de la surface (plus chaude ou plus froide) au fluide circulant sur cette surface. Le processus est analogue à celui du transfert de quantité de mouvement par frottement sur la paroi, donc la convection est dite forcée lorsqu'elle ne dépend que de la vitesse du fluide (air) autour de la surface (couverture), (Nu) est fonction du nombre de Reynolds (Re) et du rapport des épaisseurs de la couche limite thermique t_h et aérodynamique t_m , le rapport t_m/t_h est fonction du nombre de Prandtl (Pr) défini par (ν/κ) , ce rapport est constant et il est égal à 0,71 dans le cas de l'air. La convection forcée est typiquement rencontrée sur les surfaces externes, les données de la vitesse et la direction du vent sont généralement disponibles pour une certaine hauteur de référence et il existe une technique pour l'estimation du profil des vitesses à n'importe quelle hauteur.

b- Convection libre

Dans la convection libre, le transfert de chaleur de la circulation du fluide sur et autour d'un solide, elle est maintenue par le gradient de densité créé par le gradient de température. Dans ce cas le nombre de Nusselt est fonction du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr). Le nombre de Grashof est déterminé par la

différence de température de la surface (opaque ou transparente) et celle du fluide environnant (T_s-T_f), la dimension caractéristique du solide (d), le coefficient d'expansion (β), la viscosité cinématique (ν) et l'accélération de la pesanteur (g). Physiquement le nombre de Grashof est le rapport du produit des forces gravitationnelles et les forces d'inertie au carré de la viscosité cinématique.

Dans le cas où le nombre de Grashof est grand, la convection naturelle est dominante car les forces gravitationnelles et les forces d'inertie provoquant la circulation de l'air sont plus importantes que les forces d'inertie qui ont tendance à inhiber la circulation. Le nombre de Grashof joue le même rôle que le nombre de Reynolds dans le cas d'une convection forcée, c'est le premier critère déterminant la transition du régime laminaire au régime turbulent de la convection libre en couche limite. Le mode de la convection naturelle a lieu dans le où le nombre de Rayleigh ($Gr.Pr$) dépasse une certaine valeur critique, elle est de 1100 (Monteith et Unsworth, 2007). Comme dans le cas de la convection forcée, il existe dans la littérature une multitude de corrélations du coefficient de transfert par convection en fonction de la différence de température, mais l'expression de ce coefficient varie d'un auteur à l'autre. Beausoleil-Morrison (2000) a recensé 36 corrélations, seulement 10 corrélations sont recommandées par Khalifa et Marshall (1990), les travaux d'Awbi et Hatton (1990) complète celle de Khalifa et Marshall en étudiant d'autres configurations et en introduisant le diamètre hydraulique en plus de la différence de température, les études de Khalifa et Marshall ainsi que celles d'Awbi et Hatton ont été effectuées sur des enceintes opaques.

c.-Convection mixte

Dans les serres, la convection est très complexe à cause des changements en continu de l'intensité et la direction du vent. La convection est considérée comme mixte dans le sens de tenir compte des contributions des deux modes de convection.

Papadakis et al. (1992) ont déterminé expérimentalement les coefficients de convection basée sur la méthode des bilans d'énergies autour de la paroi. Ils ont posé de nouveaux critères d'application de ces corrélations. Enfin Ils ont conclu que :

La convection à l'intérieur est toujours naturelle dans le cas d'une serre fermée ou dans le cas de faible vitesse et les équations standards issues de la littérature sont applicables avec certaine précision.

La convection à l'extérieur dépend principalement de la vitesse du vent mais aussi de la différence de température.

Il n'y a pas de corrélation générale applicable quelque soit la géométrie de la serre, et que le coefficient de convection extérieur n'est accessible que par voie de mesure in-situ.

Cependant, d'autres travaux expérimentaux ont été conduits dans le but de trouver les corrélations qui relient le coefficient de convection, entre la couverture de la serre et l'air extérieur, à la vitesse du vent, Roy et al, (2002) ont fait une revue bibliographique de ces corrélations.

Dans notre étude, nous proposons la détermination des coefficients d'échanges par convection en utilisant simultanément les corrélations empiriques et l'analyse du climat distribué obtenu à l'aide de la CFD (de l'anglais, Computation Fluid Dynamic)

I-3 Echange conductif

La conduction est le transfert de chaleur produit par le mouvement des électrons libres dans les métaux, par la vibration des atomes ou molécules. Dans la thermique des serres, ce mode de transmission est rencontré dans le sol. La température du sol varie en fonction des variations des échanges énergétiques qui se déroulent à la surface ainsi les effets se propagent dans la profondeur du sol. Boulard et Baille (1984) ont mené une étude expérimentale sur l'utilisation de l'eau à basse température (20-30°C) pour le forçage des cultures sous abris. Jacovides et Mihalakakou (1995) ont proposé un modèle qui décrit le transfert de masse et de chaleur dans le système terre- tube et dans le sol, en tenant compte de la stratification naturelle du sol. Le modèle a été développé dans l'environnement TRNSYS, nous présentons plus de détail sur ce code dans le chapitre 4.

II-4 Les échanges hydriques

a- Au niveau de la paroi de la serre

La condensation aura lieu, lorsque la pression de vapeur atteint le degré de saturation, la température de la paroi correspondante est alors la température de rosée. Durant la condensation, l'air de la serre cède de l'énergie sous forme latente à la paroi, le mécanisme se fait par convection. La conduction se produit par film ou par gouttes, cette dernière est à éviter, du fait qu'elle provoque l'apparition de champignons. C'est pour cette raison que des traitements spéciaux des films plastiques pour éviter pour que la condensation en gouttes se transforme en condensation en film.

L'évaporation au niveau des parois est toujours négligeable du fait que l'eau condensée s'évacue par gravitation. Deltour et Pieters (1999) ont étudié l'effet de la condensation sur la transmittivité de la couverture et par conséquent sur le microclimat de la serre.

b- Au niveau du sol

Dans la littérature que nous avons consulté, la condensation sur le sol n'a pas été abordée, du fait que les sols des serres en Europe, sont généralement paillés, le paillage empêche la pénétration de l'eau dans le sol, et que toute l'eau condensée s'évapore par la suite. De même, le paillage empêche l'évaporation du sol.

c- La transpiration des cultures sous serre

Pour une surface mouillée, l'évaporation s'arrête lorsque l'irradiation ou déficit en vapeur est nul, et elle augmente linéairement avec l'augmentation de l'un des paramètres si l'autre est maintenu constant. Pour les feuilles l'ouverture des stomates dépend fortement de l'éclairement solaire, en absence de lumière, les stomates sont généralement fermés donc la transpiration est effectivement nulle. La transpiration ne croît pas proportionnellement au déficit de saturation et peut même atteindre une valeur maximale au-delà de cette valeur, elle diminue au fur et à mesure que l'air devient sec. La transpiration dépend aussi de la température et de la vitesse du vent.

La formulation de ce phénomène a été la première abordé la première fois par Penman, et poursuivi par Monteith d'où l'appellation : équation de Penman-Monteith. La résistance de transfert de vapeur de chaque côté de la feuille est la somme de la résistance aérodynamique et la résistance stomatique.

L'équation de Penman-Monteith appliquée à un couvert végétal est appelée « big leaf model » par analogie la résistance à la couche limite (r_h) dans le cas d'une feuille isolée est remplacée par la résistance aérodynamique (r_a) et la résistance stomatique (r_s) est remplacée par la résistance du couvert végétal (r_c). L'extension de l'équation de Penman-Monteith reste valable pour le cas d'un couvert végétal dans la limite où son humidité est fixe (Monteith et Unsworth, 2007).

Dans le domaine des serres, Stanghellini (1987) a développé un modèle d'estimation de la transpiration, le sol étant couvert de paillage en plastique d'où l'évaporation du sol n'a pas eu lieu. Boulard et Wang (1999) ont développé un modèle de transpiration basé sur les conditions climatiques extérieurs, ce modèle présente l'avantage d'être

simple à appliquée mais il présente des limites de son application pendant les périodes hivernale et au début du printemps, et dans le cas où la serre est fermée.

II.5 Modélisation

a- Modèle simplifié

Dans la plupart des modèles simplifiés, Kittas et al. (1987) , la température à l'intérieur est liée à celle de l'extérieur où les coefficients de transfert de chaleur sont traités comme des combinaisons de la convection et du rayonnement thermique bien que les valeurs utilisées sont souvent douteuses. En réalité, les deux processus sont liés par le fait que les deux peuvent faire augmenter ou diminuer les températures de surface et s'influencent mutuellement.

b- Modèles dynamiques multi-composants

La formulation du problème de transfert de chaleur dans la serre peut être obtenue par la méthode des bilans d'énergie. Le bilan d'énergie est établi autour de chacune des parties constituant la serre. Par l'application du premier principe de la thermodynamique, le bilan d'énergie consiste à établir un inventaire des différents flux de chaleur qui influent sur l'état du système. En reportant les expressions des différents flux dans l'équation du bilan relative à chaque partie, on obtient donc un système d'équations différentielles où le nombre d'inconnues est égal au nombre d'équations. La résolution d'un tel système donne l'évolution des températures et humidités des différents composants.

Kimbal (1973) a développé un modèle basé sur les bilans d'énergie où le système est décomposé en 4 éléments couverture, air intérieur, plantes et sol. Le modèle a été appliqué pour l'étude des effets d'ombrage et d'humidification, Cependant employé un modèle simpliste pour calculer les flux du rayonnement solaire instantané, le normal direct et le rayonnement solaire diffus sont calculés à partir de la hauteur du soleil à partir des valeurs des intensités solaires à midi, ce modèle ne prend pas en compte la direction de vent pour prévoir des coefficients convecteurs de transfert.

Kittas (1986) a mis l'accent sur ce dernier point pour l'étude de l'influence de la vitesse du vent sur le transfert de chaleur entre la couverture et son environnement

c- *Modèle G.G.D.M*

Le modèle Greenhouse Gembloux Dynamic Model (G.G.D.M) développé au Centre d'Etude pour la Régulation Climatique des Serres de la faculté des Sciences Agronomique de Gembloux. Ce modèle décrit les échanges d'énergie et de masse entre 7 couches internes que forme le système (4 couches de sol, 1 couche de végétation, 1 couche d'air interne et 1 couche pour la paroi), et trois couches externes (sol en profondeur, l'air extérieur et le ciel) qui constitue avec l'éclaircissement solaire les conditions au limites.

Pour chaque couche, un bilan d'énergie est établi, le transfert masse de la vapeur est pris en compte (Pieters et Deltour, 1999).

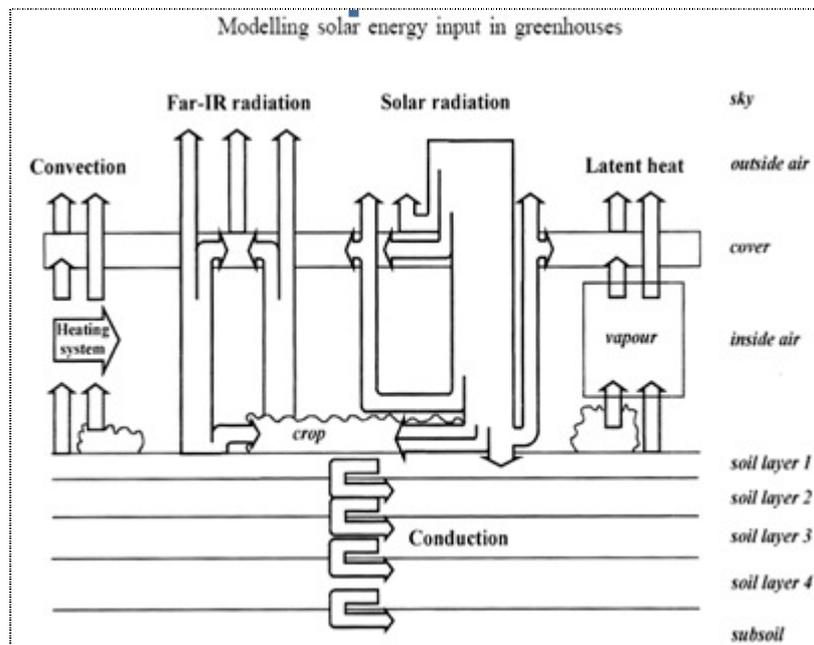


Figure 2. 1 : Schéma du modèle G.G.D.M d'après Pieters et Deltour (1999)

II.6 Hétérogénéité du climat sous serre

Plusieurs études ont été menées pour éclaircir cette question qui est restée pendant longtemps non évoquée par les études basées sur les bilans énergétiques. D'ailleurs l'homogénéité était l'hypothèse de départ pour les modèles de bilans énergétiques, en supposant que le climat sous serre est un mélange parfait. Alors que d'autres études ont montré que l'hétérogénéité peut être verticale et /ou horizontale. Parmi ces études, nous citons les expériences qui ont été entreprises par Zhao et al.,(2001) sur une serre commerciale, pour étudier les distributions verticales du rapport de la température et d'humidité dans le cas où la serre est fermée et dans le cas d'une ventilation naturelle.

Une comparaison a été faite entre la ventilation par un ouvrant dans le toit seulement et la ventilation par l'ouvrant du toit et les ouvrants latéraux simultanément. Deux cas de figure ont été considérés pour chacun des modes de ventilation : cas des plantes mûres, de grandes tailles, et le cas des plantes jeunes, de petites tailles. Dans le cas des plantes mûres, les gradients de température et d'humidité sont considérables avant et après la ventilation. En présence de jeunes plantes de petites tailles, les gradients de température et d'humidité sont négligeables. Ce dernier résultat confirme les travaux antérieurs de Boulard et al (1997,1998) où les auteurs ont observé dans une étude expérimentale menée sur une serre de dimension réduite (échelle 1/2) sans végétation, qu'à l'exception des points extrêmes c'est-à-dire sur une couche fine près du toit et une autre près du sol, la température de la quasi-totalité de la cavité est uniforme.

Du point de vue numérique, nous avons trouvé dans la littérature une seule étude, Sharma et al. (1999), où les auteurs ont tenté de prendre en considération l'hétérogénéité du climat en supposant que le climat sous serre est composé de 4 zones géométriquement identiques (figure 2), tout en appliquant la méthode des bilans pour chacune des zones. Paradoxalement aucune interaction entre ces zones n'a été prise en compte, les auteurs ont qualifié que la différence de température est insignifiante ! Alors qu'on observe clairement sur la figure 3 que la différence est de l'ordre d'au moins 5°C pendant la période de forte ensoleillement.

En conclusion, les modèles basés sur les bilans d'énergie, permettent de quantifier globalement les échanges de chaleur et d'humidité. Cependant, ces modèles ne donnent aucunes informations sur les hétérogénéités du climat sous serre, ni sur l'aéroléique. Le calcul des coefficients d'échanges avec des équations empiriques issus de la littérature peut constituer une source d'erreur pour l'estimation des besoins énergétiques. Pour connaître le microclimat d'une manière plus fine, les travaux de recherche sont orientés vers des modèles basés sur l'utilisation de la CFD.

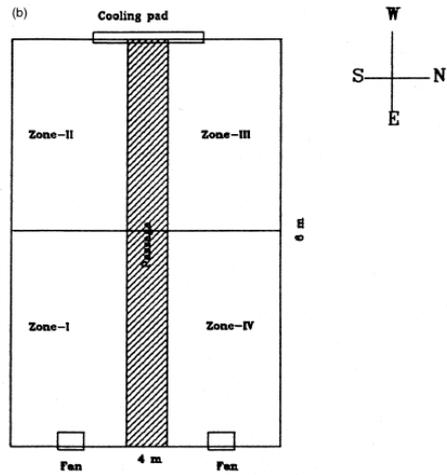


Figure 2. 2 : schéma représentant 4 zones d'après Sharma et al. (1999)

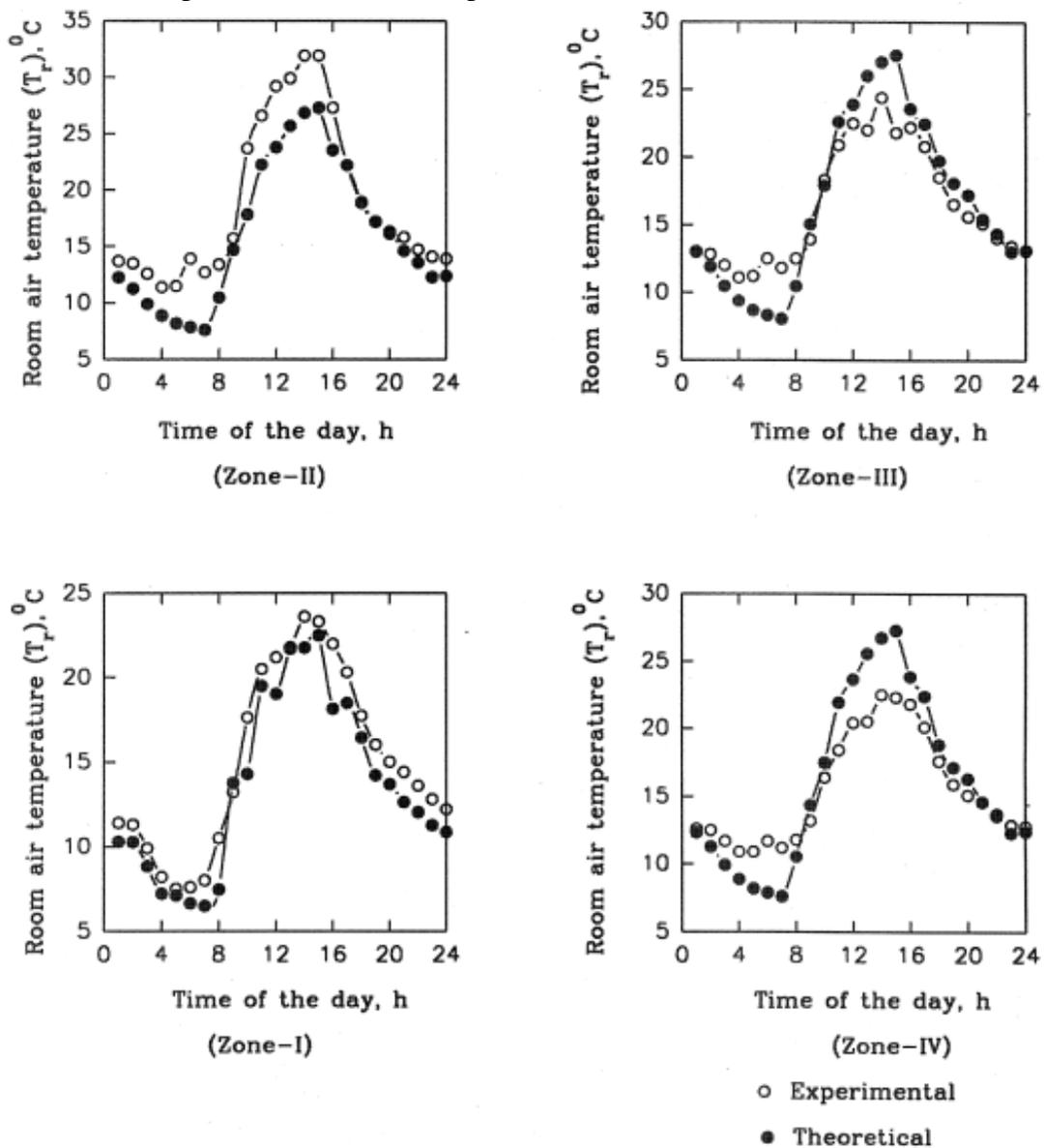


Figure 2. 3: Température interne des différentes zones, d'après Sharma et al. (1999)

2..2 *La technique de simulation CFD*

L'application de la technique CFD aux problèmes de ventilation dans l'habitat agricole en général et spécialement dans les serres peut fournir des informations sur la ventilation due aux effets du vent, de la température, ainsi que l'étude de l'influence de la conception de la serre en elle-même (géométrie, position des ouvrants), plusieurs études ont été concentrées principalement sur la ventilation (figure 4).

Le principe de la technique CFD, basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes, et de l'équation de l'énergie. Dans la réalité, les écoulements sont turbulents, le problème de la turbulence est simplifié par l'introduction de modèles de turbulence, en séparant les composantes de l'écoulement en valeurs moyennes et leurs fluctuations. Les fluctuations ou la partie turbulente est exprimé par la vitesse turbulente et l'équation de transport de la vitesse turbulente à la même forme que celle de l'écoulement laminaire. Cette similitude permet d'exprimer l'écoulement en tant que superposition de partie laminaire et une autre partie turbulente en ajoutant un terme supplémentaire pour la diffusion turbulente. Par conséquent, il est possible de remplacer la viscosité par une valeur effective, qui est la somme de la viscosité laminaire et un paramètre appelé viscosité turbulente. Lorsque l'équation de transport est moyennée par rapport au temps, tous les termes correspondants aux fluctuations s'éliminent à l'exception du terme de diffusion, ainsi le problème de la modélisation des écoulements turbulents se réduit au calcul de la viscosité turbulente.

Pour effectuer une simulation d'une serre avec la CFD, l'espace de la serre ainsi que son environnement, doivent être définis. Cet espace est le domaine de calcul. Le domaine de calcul est subdivisé en petites cellules appelées volumes de contrôle, dans chacun de ces volumes, une valeur des variables est calculée (par exemple, la vitesse et la direction, la température, la concentration de gaz). Les principes de conservation sont appliqués à chacun de ces volumes de contrôle en effectuant un bilan,

$$(\pm \text{ la masse cumulée/perdu}) = (\text{ la masse entrante} - \text{ la masse sortante})$$

$$(\pm \text{ l'énergie accumulée / perdus}) = (\text{ l'énergie entrante} - \text{ énergie sortante})$$

Ceci donne au CFD l'habileté d'appliquer les principes de conservation à une échelle réduite. En conséquence de la haute résolution impliquée, des écoulements complexes

sont davantage bien décrits. Cependant, la structure du maillage et la demande excessive en calcul augmentent avec la taille et la complexité du domaine.

La plus part des études, utilisant la CFD, sont focalisé sur la ventilation, la production scientifique (figure 4) dans ce domaine ne cesse de croître Norton et al. (2007)

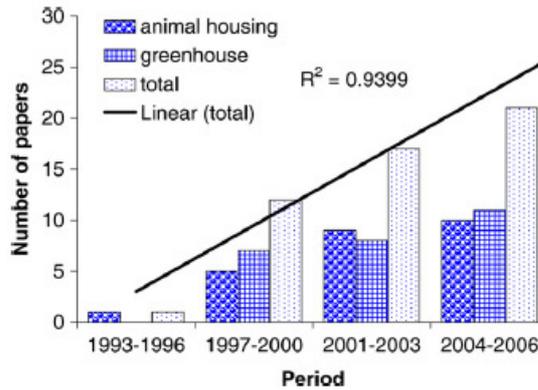


Figure 2. 4: nombre d'articles publiés sur l'application de la CFD à l'étude de la ventilation dans les bâtiments agricoles d'après Norton et al. (2007)

Mistriotis et al.(1997a) ont abordé la simulation en utilisant la CFD sur une serre de type méditerranéen, il ont montré l'influence de la longueur sur l'efficacité de la ventilation pour ce type de serre, dans le cas où la serre est sous un vent de vitesse moyenne (2m/s mesurée une hauteur à 10 m), , par la suite Mistriotis et al.(1997b), pour des faibles vitesses de vent, ils ont étudié le cas où de la ventilation est due au gradient de température. Dans leurs études les auteurs ont montré la puissance de l'outil de simulation CFD. Lamrani et al. (2001) et Boulard et al. (2002) ont comparé les résultats de la CFD qu'ils ont obtenu avec ceux obtenu par une technique de visualisation de particules. Ce sont les premières études numériques où auteurs ont montré la puissance de l'outil de simulation CFD.

Fatnassi et al. (2003) ont étudié en 3D, le climat distribué d'une serre équipé d'un filet anti-insectes. Les auteurs ont utilisé le code commercial CFD2000. Le couvert végétal et le filet anti-insectes ont été modélisés avec une approche milieu poreux. Ils ont utilisés comme conditions aux limites thermiques, des valeurs moyennes sur 6 jours mesurés entre 10h et 14 h. Les résultats de simulations validés expérimentalement ont montré que la présence de ces filets augmente significativement l'humidité et la température à l'intérieur de la serre.

Campen et Bot (2003), ont simulé une serre du type espagnole, deux variétés d'ouvrants ont été considérées, les résultats de simulation ont été comparés à l'expérimentation, ils ont conclu que le taux de ventilation dépend de la direction du vent dans les deux cas de figure.

Barzanas et al. (2004), ont utilisé à leur tour le code CFD2000, pour la simulation d'une serre tunnel. Ils ont montré l'influence des différentes configurations de ventilation sur l'efficacité de la ventilation.

Shaklyar et Arbel (2004) ont utilisé le code commercial Fluent pour la simulation en 3D d'une serre mono-chapelle, ils ont étudié l'effet de la direction du vent sur le taux de ventilation.

Ould Khaoua et al. 2006, ils ont étudié numériquement en utilisant le code Fluent pour la simulation d'une serre multi-chapelles cloisonnée, validé expérimentalement, l'étude numérique a porté sur l'effet du vent pour différentes configurations d'ouvrants, au vent et/ou sous le vent, ils ont conclu que le microclimat est fortement lié à la configuration de l'ouvrant.

Barzanas et al. (2007), ont effectué une étude comparative entre 4 modèles de turbulence [k- ϵ standard, k- ϵ renormalisation groupe (RNG), k- ϵ réalisable, Reynolds Stress model], ils ont utilisé des valeurs moyennes mesurées comme conditions aux limites, en comparant les différents résultats de simulation aux valeurs expérimentaux, ils ont conclu que le modèle de turbulence k- ϵ (RNG) est le plus approprié.

Impron et al. (2008), ont étudié en plus de la ventilation, deux autres paramètres, la couverture et l'indice foliaire. Les résultats de simulation ont été validés par l'expérimentation, ils ont montré que la température à l'intérieur des serres est affectée beaucoup plus par la ventilation et l'indice foliaire que par les propriétés de la couverture.

Teitel et al. (2008), ils ont simulé l'effet de la direction du vent sur l'écoulement de l'air et la température à l'intérieur de la serre. La comparaison entre les valeurs simulées et mesurées concordait qualitativement, du point de vue quantitatif, une différence conséquente a été observée, les auteurs ont interprété cette différence par : Dans la réalité les gains solaires au niveau des plantes, la structure et la couverture ne sont pas homogènes, alors que le modèle CFD sont supposés uniformes.

Dans beaucoup de situations le modèle de la turbulence k-e n'est pas si représentatif, de telle manière que les prédictions s'avèrent tout à fait inexacts.

Ensuite, Teitel et al. (2009), ont étudié l'effet de l'inclinaison et de la porosité du filet anti-insectes sur le débit de la ventilation.

Dans toutes les études que nous avons citées, le rayonnement n'était pas pris en compte. Bournet et al. (2007), ont introduit un modèle de radiation bi-band ainsi la résolution de l'équation de transfert radiatif et couplé avec le transfert convectif, ils ont conclu que la configuration des ouvrants symétriques au niveau du toit est la plus appropriée, permettant à la fois le rafraîchissement et l'homogénéité du microclimat. Par la suite kim et al. (2008) ont utilisé le modèle de radiation pour la simulation en 3D de la distribution de l'humidité, dans le cas où le rafraîchissement est obtenu par un système d'aspersion seul et dans le cas où il est obtenu par la combinaison d'un déshumidificateur et du système d'aspersion.

Récemment, l'étude de Fidaros et al. (2009) d'une serre tunnel avec un modèle 2D en régime transitoire sur une période d'une journée avec un pas de temps de 1 seconde. Les auteurs ont montré la faisabilité d'utiliser la CFD à l'échelle d'une journée, mais ils n'ont pas indiqué l'effort de calcul qu'il faut consacrer dans une telle situation.

2.5 Conclusion

Au vue de la recherche bibliographique nous remarquons que :

- L'application de la technique CFD se limite usuellement à 2D ou peu d'études ont été consacrées au cas 3D stationnaire.
- Une seule étude 2D instationnaire. Le cas 3D instationnaire n'a pas été traité jusqu'à présent.
- la prise en compte de la course du soleil n'est disponible dans le code Fluent que dans le cas 3D, de plus ce module solaire est limité rayonnement direct.
- Les conditions aux limites thermiques sont fournies soit par voie de mesures, soit elles sont estimées, ce qui constitue un dilemme pour utiliser la CFD en tant qu'outil d'aide à la conception.
- CFD est juste un des outils que les designers peut utiliser. Quand et comment cet outil doit être utilisé, reste une question qui dépend de chaque projet.
- L'outil le plus important d'aide à la conception est un code ES (de l'anglais Energy Simulation) basé sur les bilans d'énergies, tel que TRNSYS, du faite que ce type de code permette une simulation sur une longue période (journée, moi, année) avec des pas de temps horaire (ou fraction de l'heure). Pour une utilisation efficace, les codes CFD ne doivent pas être utilisés d'une manière isolée.
- L'utilisation typique de la CFD, dans la conception, est de tester un ou des scénarios, ce qui signifie que cet événement ne se produit qu'à un certain moment de la journée et à un certain temps de l'année. Il n'est pas possible (et non nécessaire) que l'exécution de la simulation CFD à chaque heure de l'année.

Au regard des caractéristiques des deux approches, ces techniques se concentrent sur différentes parties du problème. ES se concentre sur système global dans le sens où plusieurs aspects sont pris en compte tels que système de chauffage ou rafraîchissement et le système de contrôle. D'autre part une haute résolution peut être

obtenue par la CFD mais en général altérée par la lourdeur des calculs, l'analyse de l'écoulement doit être limitée à des composants spécifiques à cause du grand effort de calcul nécessaire. Evidemment, la situation qui en découle des quelques limitations des deux approches, tels que :

- ES (TRNSYS) ne tient pas compte de l'écoulement d'air dû aux gradients dans le cas d'un seul espace, le coefficient de convection à la surface interne ne peut pas être calculé qu'avec des corrélations empiriques. Les flux thermiques, la température et l'humidité ne sont pas bien représentées, se qui compromises l'évaluation de la performance du système global.
- CFD (Fluent) représente une carence de conditions aux limites dynamique (tels que la température de surface et les taux de ventilation et d'infiltration). Cette nécessité d'information aux limites peu conduire à une imprécision de la modélisation.

On observe bien que les déficiences des deux approches se recouvrent mutuellement et une combinaison des deux aspire à surmonter de tels problèmes. ES peut fournir les conditions aux limites (températures des parois), pour booster les calculs de champs cependant les gradients ou les coefficients de convection bien évalués et mise à jour par la CFD, peuvent être utilisés par ES pour une meilleure prédiction du système global. La combinaison de leurs fonctionnalités, étend le potentiel de modélisation de chaque méthode (Negriio,1998)

Chapitre III

Modélisation par l'approche globale

Introduction

Le développement des plantes à l'intérieur des serres dépend fortement du climat interne de la serre, ce climat interne change en fonction des conditions météorologiques externes, des propriétés du sol et des propriétés physiques de la serre elle-même. La prédiction du climat interne de la serre peut être envisagée d'une manière globale, en supposant que l'air à l'intérieur est homogène. Du point de vue physique, la serre constitue un système thermique dont les conditions aux limites (i.e. conditions météorologiques) sont variables dans le temps

III.1 Principe de l'approche globale.

Le principe de cette approche consiste à représenter chacune des parties du système (l'air intérieur, les parois de la couverture et le sol sous serre) par un seul nœud ce qui revient à considérer que toute la masse de cet élément est concentrée en ce nœud. La phase de modélisation consiste à écrire le bilan d'énergie autour de chacun de ces nœuds puis à résoudre le système d'équations différentielles ainsi obtenu. L'équation du bilan d'énergie pour chaque nœud i est donnée par l'équation (3.1) :

$$m_i C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum Q_i \quad (3.1)$$

Où m_i (Kg) est la masse, C_i ($J Kg^{-1} K^{-1}$) est la chaleur spécifique de l'air, T_i (K) est la température, Q_i (W) est la chaleur sensible ou latente.

Pour tenir compte des effets de condensation, d'évaporation et d'évapotranspiration sur l'humidité, nous établissons également une équation de bilan d'énergie sous forme latente, représentée par l'équation (3.2), Cette équation permet de mettre en évidence le transfert de masse qui a lieu entre l'air intérieur et les autres éléments du système :

$$m_{ai} L_v \frac{d\omega_i}{dt} = \sum Q_i^l \quad (3.2)$$

Où m_{ai} (Kg) est la masse de l'air humide, L_v ($J Kg^{-1}$) est la chaleur latente de vaporisation de l'eau, ω est l'humidité de l'air (kg de vapeur/kg d'air sec) et Q_i^l (W) est l'énergie latente due à la condensation sur la couverture, l'évapotranspiration et l'infiltration.

III-2 Expression des flux de chaleur

Une serre est le siège de tous les modes de transfert thermique : échanges radiatifs, convectifs, (avec ou sans changement de phase) et conductifs. Nous allons donner dans ce qui suit, les différentes expressions des flux relatifs à ces échanges.

3.2.1 Flux radiatifs

Les échanges radiatifs ayant une contribution énergétique importante, il convient de les traiter avec précision. A cet effet nous distinguerons deux classes d'échanges radiatifs suivant la longueur d'onde :

- Les échanges radiatifs de Courte Longueur d'Onde (C.L.O)

Le rayonnement solaire, dont la longueur d'onde s'étale de 0,2 μm à 2,5 μm (C.L.O) est séparé en un type directionnel (éclairage direct) et en un type non directionnel (éclairage diffus). Bien évidemment le type directionnel devient diffus dès qu'il traverse un milieu diffusif. Dans cet état il a perdu sa caractéristique directionnelle mais il gagne une autre caractéristique que le type directionnel ne possédait : celle de pénétrer librement dans un milieu diffusif, c'est le cas du couvert végétal, les feuilles supérieures reçoivent l'éclairage direct, celle du bas reçoivent uniquement l'éclairage diffus

La puissance solaire absorbée par une paroi de l'enceinte (équation 3.3) est la contribution de trois composantes : la puissance qui arrive directement du milieu environnant (soleil, ciel et sol extérieur) donnée par l'équation (3.4), la puissance transmise par les autres parois donnée par l'équation (3.5) et la puissance réfléchie par ces mêmes parois donnée par l'équation (3.6)

$$Q_i^* = Q_i^{ss} + Q_i^{st} + Q_i^{mr} \quad (3.3)$$

$$Q_i^{ss} = A_i [\alpha^*(\theta_i) Dir_i + \alpha^*(\theta_{skj}) dif^h F_{i,sk} + \alpha^*(\theta_{sei}) \rho^{se} (Dir^h + dif^h) F_{i,se}] \quad (3.4)$$

$$Q_i^{st} = A_i [\alpha(60) \sum_{j=2}^{j=n} A_j F_{ij} \tau(\theta_j) Dir_j + \tau^*(\theta_{sk,j}) dif^h F_{j,sk} + \tau^*(\theta_{se,j}) \rho^{se} (Dir^h + dif^h) F_{j,se}] \quad (3.5)$$

$$Q_i^{mr} = A_i [\alpha(60) \sum_{k=1}^{k=n} A_k \hat{F}_{ki}^* \rho_k^* \sum_{j=2}^{j=n} A_j F_{ij} (\tau(\theta_j) Dir_j + \tau^*(\theta_{skj}) dif^h F_{j,sk} + \tau^*(\theta_{sej}) \rho^{se} (Dir^h + dif^h) F_{j,se}] \quad (3.6)$$

Compte tenu du fait que le sol sous la serre ne reçoit pas directement l'éclairement solaire (direct, diffus et réfléchi), on a :

$$Q_1^{ss} = 0 \quad (3.7)$$

D'où

$$Q_j^* = Q_1^{st} + Q_1^{mr} \quad (3.8)$$

$$Q_1^{st} = A_1 [\alpha^*(60) \sum_{j=2}^{j=n} A_j F_{1j} (\tau^*(\theta_j) Dir_j + \tau^*(\theta_{skj}) dif_j + \tau^*(\theta_{sej}) \rho^{se} (Dir^h + dif^h)] \quad (3.9)$$

$$Q_1^{mr} = A_1 [\alpha(60) \sum_{k=1}^{k=n} A_k \hat{F}_{k1}^* \rho_k^* \sum_{j=2}^{j=n} A_j F_{1j} (\tau(\theta_j) Dir_j + \tau^*(\theta_{sk,j}) dif^h F_{j,sk} + \tau^*(\theta_{se,j}) \rho^{se} (Dir^h + dif^h) F_{1^{j,se}}] \quad (3.10)$$

Avec :

A_i : Surface de l'élément i

$\alpha^*(\theta_i)$: Absorptivité dans le domaine CLO en fonction de l'angle d'incidence θ_i

Dir_i : Éclairement direct incident sur l'élément i

dif^h : Éclairement diffus sur un plan horizontal

ρ^{se} : Réflectivité du sol extérieur, appelé aussi albédo

$F_{i,sk}$: Facteur de forme entre l'élément i et le ciel

$F_{i,se}$: Facteur de forme entre l'élément i et le sol extérieur

Avec :

$$F_{i-sk} = \frac{1 + \cos(\beta_i)}{2} \quad (3.11)$$

$$F_{i,se} = \frac{1 - \cos(\beta_i)}{2} \quad (3.12)$$

Dans notre étude, nous distinguerons l'éclairement diffus en provenance de l'atmosphère qui arrive directement sur la paroi et celui qui arrive sur la paroi après réflexion par le sol. En effet les deux flux qui sont diffus arrivent sous des angles

d'incidence effective distincts. Les deux angles d'incidence sont donnés par les formules suivantes (Duffie et Beckman,2008)

$$\theta_{sk,i} = 59.68 - 0.1388 \beta_i + 0.001497 \beta_i^2 \quad (3.13)$$

$$\theta_{se,i} = 90 - 0.5788 \beta_i + 0.002693 \beta_i^2 \quad (3.14)$$

β_i est l'angle d'inclinaison de la paroi par rapport à l'horizontale en radian

Quant à l'éclairement diffus à l'intérieur de la serre, nous supposons qu'il arrive d'une manière isotopique, donc avec un angle d'incidence égal à 60° .

F_{ij} : Facteur de forme entre un élément i et un autre élément j, les différentes expressions sont données en annexe

$\tau(\theta_j)$: transmittivité de la couverture en fonction de l'angle d'incidence (l'expression est donnée en annexe).

La présence du couvert végétal modifie significativement le bilan énergétique ; deux cas de figures peuvent se présenter :

Une partie du sol reçoit directement l'éclairement solaire transmis par les parois tandis que l'autre partie est transmise à travers le couvert végétal. Si p_v désigne le rapport entre la surface du couvert végétal et la surface du sol, on peut écrire :

$$Q_{i-v}^{st} = ((1 - p_v) + p_v \tau^{sv}) Q_i^{st} \quad (3.15)$$

L'effet de la multiréflexion entre le couvert végétal et les autres éléments peut être négligé, ceci est justifié par le fait que la partie la plus éclairée est constituée par les feuilles supérieures de la plante donc les plus jeunes (Tchamitchian et Longuenesse, 1991) en plus de la faible réflectivité de feuilles

- Les échanges radiatifs de Grande Longueur d'Onde (G.L.O)

Le rayonnement infrarouge thermique dont la longueur d'onde se situe entre $2,5 \mu\text{m}$ et $100 \mu\text{m}$ est émis par l'environnement (voûte céleste, sol extérieur), par l'enceinte elle-même (couverture, sol sous serre) et par le couvert végétal. Les couvertures en film plastique sont totalement transparentes à ce type de rayonnement. En revanche les couvertures en verre le sont opaques au rayonnement GLO. Dans le passé, on a souvent associé le terme « effet de serre » à cette seule caractéristique (piégeage de rayonnements) qui influe sur le microclimat.

Actuellement cependant, on considère que l'effet de serre est lié aussi bien au confinement (processus convectifs) qu'à l'effet de piégeage du rayonnement.

Le flux thermique net sur la face interne de la paroi d'indice i peut être exprimé comme la différence entre le flux absorbé par la paroi d'indice i et le flux émis par cette même paroi :

$$Q_i^r = \left(\alpha_{li} \sum_{j=1}^{j=N} \varepsilon_j \hat{F}_{ij} \sigma T_j^4 \right) - (\varepsilon_i A_i \sigma T_i^4) \quad (3.16)$$

Les surfaces sont supposées grises en émission ($\varepsilon_i = \alpha_i$). En utilisant les lois de réciprocité et de conservation exprimées par les deux équations suivantes :

$$A_i \hat{F}_{ij} = A_j \hat{F}_{ji} \quad (3.17)$$

$$\sum_{j=1}^{j=N} \varepsilon_j \hat{F}_{ij} = 1 \dots i = 1, 2, 3, \dots N \quad (3.18)$$

Où \hat{F}_{ij} est le facteur d'échange total (dont l'expression est fournie en annexe), on peut écrire :

$$Q_i^r = \alpha_{li} A_i \sigma \sum_{j=1}^{j=N} \alpha_j \hat{F}_{ij} (T_j^4 - T_i^4) \quad (3.19)$$

Le flux thermique net échangé avec l'extérieur par la paroi s'écrit:

$$Q_i^e = \alpha_{Ei} Q_i^{re} - \alpha_{Ei} A_j \sigma T_i^4 + \alpha_j A_j \hat{F}_{ij} Q_j^{re} \quad (3.20)$$

Où Q_i^e représente l'énergie thermique reçue par mètre carré de la surface i

Le premier terme représente le rayonnement absorbé directement par la paroi i qui provient de la voûte céleste et du sol extérieur.

$$Q_i^{re} = F_{sk,i} Q_{sk}^r + F_{se,i} Q_{se}^r \quad (3.21)$$

En supposant que la voûte céleste est un corps noir et que sa température équivalente est T_{sk} , (dans la littérature on trouve plusieurs formules qui donnent cette température comme la formule de Swinbank, 1963 par exemple, le modèle de Swinbank suppose que le ciel est clair), le flux de grande longueur d'onde s'écrit pour un ciel clair est:

$$Q_{sk}^r = \sigma T_{sk}^4 \quad (3.22)$$

D'après le modèle de Swinbank :

$$T_{sk} = 0.05532 \cdot T_a^{1.5} \quad (3.23)$$

En présence des nuages, la température du ciel augmente, Dans cette étude nous avons utilisé le modèle développé par by Berdahl and Martin (1984).

$$T_{sk} = (\varepsilon_{sk})^{0.25} \cdot T_a \quad (3.23)$$

$$\varepsilon_{sk} = \varepsilon_0 + 0.8(1 - \varepsilon_0) C_{cov} \quad (3.24)$$

ε_0 est l'émissivité du ciel clair

$$\varepsilon_0 = 0.711 + 0.005 T_r + 0.000073 T_r^2 + 0.013 \cos \left[2\pi \frac{t}{24} \right] + 12 \cdot 10^{-5} (p_{atm} - p_0) \quad (3.24)$$

C_{cov} est le facteur de nébulosité du ciel, il varie entre 0 et 1. Dans le cas où nous ne disposons pas de ce facteur les données ne comporte pas de ce facteur, alors il peut être estimé l'équation suivante proposée par (Kasten et Czeplack 1979)

$$C_{cov} = \left[1.4286 \frac{dif^h}{(Dir^h + dif^h)} - 0.3 \right]^{0.5} \quad (3.25)$$

Où T_{sk} et T_a sont en degrés Kelvin et T_r est la température de rosé en degrés Celsius

Durant la nuit le facteur de nébulosité est estimé comme étant la valeur moyenne autour de midi

$$Q_{se}^r = \varepsilon_s \sigma T_{se}^4 \quad (3.26)$$

La méthode simpliste est l'utilisation du concept de la température sol-air (Clarke, 2001), alors :

$$T_{se} = T_{ae} + \alpha_{se} (I_{gh} - q_{wl}) / R_{so} \quad (3.27)$$

Où T_{ae} est la température de l'air, α_{se} est l'absorptivité, I_{gh} est l'éclairement global horizontal ($W \cdot m^{-2}$), q_{wl} est l'échange thermique net ($W \cdot m^{-2}$) et R_{so} est la résistance combinée convective-radiative de la couche du sol ($m^2 \cdot W^{-1}$). Pour appliquer cette expression, il est nécessaire d'évaluer en premier lieu le terme d'échange radiatif.

Ceci nécessite à son tour la connaissance de la température du ciel et celles des obstructions (températures des parois dans le cas des serres). Une autre alternative est d'introduire les nœuds du sol extérieur dans le système d'équations, ce qui revient à écrire l'équation du bilan d'énergie autour du nœud représentant le sol extérieur.

Une autre méthode encore plus simpliste est de supposer que la température du sol extérieur T_{se} est égale à la température ambiante (Kindelan ,1980)

III.2.2 .Flux convectif

Le transfert de chaleur par convection est le plus important mécanisme de perte ou de gain de chaleur dans la serre. Lorsque la serre reçoit un flux solaire, toutes les parois sont assimilables à des parois chaudes. L'échange convectif, à l'intérieur de la serre, aura lieu entre la couverture, le sol, le couvert végétal et l'air intérieur et entre la couverture et l'air extérieur le long des faces extérieures de la serre. Ce processus de transfert de chaleur survient dans le cas du système serre selon deux modalités : on distinguera la convection forcée et la convection naturelle. La convection forcée est due à la pression du vent tandis que la convection naturelle est associée aux forces gravitationnelles induites par la différence de température entre les différentes parois (couverture, sol et couvert végétale) et l'air intérieur.

Ces deux modes dépendent de nombreux paramètres, géométrie de la serre, conditions climatiques à l'extérieur et des conditions de ventilation.

Dans les serres bien ventilées, le mouvement de l'air est très important et par conséquent, la convection forcée est dominante. Dans les serres fermées en revanche, la convection naturelle est prépondérante du fait de la faible vitesse de l'air (Roy et al. 2002).

Le flux convectif est proportionnel à la différence de température ΔT entre la paroi solide et l'air, il est exprimé par :

$$q = h^c \Delta T \quad (3.28)$$

Où h^c désigne le coefficient de transfert convectif qui dépend :

- 1- du mode de convection (naturelle ou forcée)
- 2- du régime de l'écoulement (Laminaire ou turbulent)

Le coefficient de convection h^c peut être déduit du nombre de Nusselt :

$$h^c = \frac{k Nu}{L} \quad (3.29)$$

Avec k , la conductivité thermique de l'air ; L la longueur caractéristique qui est reliée à la forme géométrique et à la longueur de la surface couverte par l'écoulement laminaire (pas très clair). Dans le cas des serres, (Pieters et al. 1999 ; Wang et Boulard, 2000) proposent des valeurs de L qui vont de quelques centimètres pour un sol nu à quelques mètres pour un sol couvert par un film plastique. L est de l'ordre de 10 cm pour une surface constituée de feuilles de tomate. Pour la couverture d'une serre, la longueur de la courbure du toit est généralement utilisée pour exprimer la longueur L .

Dans le cas de convection naturelle, le transfert de chaleur trouve son origine dans le mouvement du fluide provoqué par le gradient de température, et le nombre de Nusselt (Nu) peut être exprimé en fonction du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr) (Monteith et Unsworth, 2007)

$$Nu = B(Gr Pr)^n \quad (3.24)$$

Où B et n sont des constantes qui dépendent de la géométrie et du type d'écoulement. Celles-ci sont déterminées expérimentalement. Dans le cas d'une plaque plane le nombre de Nusselt est exprimé comme suit :

III.1 Ecoulement laminaire :

$$Nu = 0.54(Gr Pr)^{1/4} \quad (3.30)$$

IV.1 Ecoulement turbulent :

$$Nu = 0.14(Gr Pr)^{1/3} \quad (3.31)$$

Dans le cas de convection forcée, le nombre de Nusselt est exprimé en fonction du nombre de Reynolds (Re) et le nombre de Prandtl (Pr) (Monteith, 2007)

$$Nu = B' Re^p Pr^m \quad (3.27)$$

Où B' et p et m sont des constantes qui dépendent de la géométrie et du type d'écoulement. Dans le cas d'une plaque plane le nombre de Nusselt est exprimé comme suit :

V.1 Ecoulement laminaire :

$$Nu = 0.67 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.32)$$

VI.1 Ecoulement turbulent :

$$Nu = 0.036 Re^{5/4} Pr^{1/3} \quad (3.33)$$

Dans le cas où l'effet gravitationnel et l'effet du champ de pression externe sont équivalents, la convection est dite mixte, (Papadakis et al. ,1992 ; Lamrani et al. ,2001)

Pour déterminer si la convection est forcée ou libre, le critère utilisé est le nombre de Richardson (Ri)

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.34)$$

Quand Re^2 est très grand devant Gr , les forces gravitationnelles sont négligeables et la convection forcée est dominante, dans le cas inverse la convection est libre.

Dans le cas de la convection forcée, le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent selon la valeur du le nombre de Reynolds. Tandis que dans le cas de la convection libre, le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent selon la valeur du le nombre de Grashof.

Les critères utilisés pour déterminer le mode de convection et le type d'écoulement figurent dans l'ouvrage de Monteith et Unsworth(2007 et sont reportés dans le tableau 3.1.

Dans le cas des serres, plusieurs études expérimentales ont été conduites dans le but de déterminer le coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'air extérieur (tableau 3.2) d'une part, et entre l'air intérieur et la paroi d'autre part (tableau 3.3). Cependant, peu d'études expérimentales se sont intéressées à la détermination du coefficient d'échange entre l'air intérieur et la végétation ou entre l'air intérieur et le sol (tableau 3.4). Les expressions des coefficients convectifs du coté intérieur de la paroi $h_{ai,i}^c$ (Tab. 3.5) et du coté extérieur $h_{ae,i}^c$ (Tab. 3.6) varient d'un auteur à un autre (Roy et al. 2002).

Tableau 3. 1 : Critères utilisés pour la déterminer le mode de convection et le type d'écoulement (d'après Roy et al. , 2002)

Critère	Mode de convection	Laminaire	Turbulent
$Ri = \frac{Gr}{Re^2} < 0.1$	Convection Forcée	$Re < 5.10^4$	$Re < 5.10^4$
$Ri = \frac{Gr}{Re^2} < 0.1$	Convection Libre	$Gr < 10^8$	$Gr > 10^8$

Tableau 3. 2: Corrélations exprimant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grashof dans le cas de la convection entre l'air intérieur et la végétation selon différents auteurs (d'après Roy et al. , 2002)

Nu	Conditions	Auteurs
$0.37Gr^{0.25}$	Feuilles artificielles horizontales	Parkhurstt et al. (1968)
$0.139Gr^{0.25}$	Disques artificiels poreux	Morisson et Barfield (1981)
$0.291Gr^{0.5}$	Disques artificiels poreux, écoulement forcé	Morisson et Barfield (1981)
$0.25Gr^{0.3}$	Climat moyen d'une serre	Stanghellini (1987)
$0.14Gr^{0.33}$	Serre (tomate)	De Halleux (1989)

Tableau 3. 3: Corrélations exprimant le coefficient de convection entre l'air intérieur et le sol selon différents auteurs (d'après Roy et al., 2002)

$h_{ai,s}^c$	Conditions	Auteurs
$3.4\Delta T^{0.33}$	Serre avec écran	Stofers (1985)
$10\Delta T^{0.33}$	Sol nu	Silva (1988)
$1.86\Delta T^{0.33}$	Serre de grandes dimensions	De Halleux (1989)
$5.2\Delta T^{0.33}$	Sol chauffé	Lamrani et al. (2001)

Tableau 3. 4 : liste des corrélations donnant le coefficient de convection du coté intérieur de la paroi selon différents auteurs (d'après Roy et al., 2002)

$h_{ai,i}^c [Wm^{-2}K^{-1}]$	Conditions	Auteurs
$1.93.\Delta T^{0.33}$	Serre 20x10m	Kanthak (1970)
$1.247.\Delta T^{0.33}$	Paroi verticale	Tantau (1975)
$3.3.\Delta T^{0.33}$	Serre avec écran	Stoffers (1985)
$4.3.\Delta T^{0.25}$	Serre tunnel	Kittas (1986)
7.2	Serre plastique	Garzoli et Blakwell (1987)
$1.86.\Delta T^{0.33}$	Serre de grandes dimensions	De Halleux (1989)
$2.21.\Delta T^{0.33}$	Serre polyéthylène de petites dimensions	Papadakis et al. (1992)
$2.97.\Delta T^{0.33}$	Serre avec écran	Miguel et al. (1998)
$8.\Delta T^{0.33}$	Serre confinée	Lamrani et al. (2001)

Tableau 3. 5 : liste des corrélations donnant le coefficient de convection du coté extérieur de la paroi selon différents auteurs (d'après Roy et al., 2002).

$h_{ae,i}^c$ [$Wm^{-2}K^{-1}$]	Conditions	Auteurs
3.49 U	Serre 20x10m	Kanthak (1970)
$5.6 \frac{U^{0.8}}{L^{0.2}}$	Turbulence et $Ra > 105$	Tantau (1975)
2.8+3U	Capteur solaire	Watmuff (1977)
2.8+1.2U	Serre Venlo ($U \leq 4 \text{ m s}^{-1}$)	Bot (1983)
$1.32 \Delta T^{0.25} U^{0.8}$	Serre tunnel	Kittas (1986)
7.2+3.84U	Serre plastique	Garzoli et Blakwell (1987)
$5.96 \frac{U^{0.8}}{L^{0.2}}$	Serre de grandes dimensions	De Halleux (1989)
$0.95+6.76 U^{0.49}$	Serre polyéthylène de petites dimensions ($U \leq 6 \text{ m s}^{-1}$)	Papadakis et al. (1992)

A l'intérieur de la serre les flux convectif entre l'air et la paroi, la végétation et le sol sont donnés respectivement par les équations suivantes :

$$q_{ai,i}^c = h_{ai,i}^c \Delta T \quad (3.35)$$

$$q_{v,ai}^c = \frac{\rho C_p \Delta T}{r_a} \quad (3.36)$$

Où r_a désigne la résistance aérodynamique. [$s.m^{-1}$]

$$q_{ai,s}^c = h_{ai,s}^c \Delta T \quad (3.37)$$

A l'extérieur de la serre le flux convectif entre la paroi et l'air extérieur est exprimé par :

$$q_{ae,i}^c = h_{ae,i}^c \Delta T \quad (3.38)$$

III.2.4 Flux conductif

Le flux conductif survient essentiellement au niveau du sol. Nous avons adopté l'hypothèse d'un régime de conduction monodimensionnel. Cette hypothèse est justifiable par le fait que le sol ne contient pas d'éléments de chauffage (tubes enterrés)

Nous avons supposé que la condition limite inférieure du sol est à température constante. Morrison (1980) a en effet mené des mesures de la température du sol sous serre à différentes profondeurs et montré qu'entre 0.2 m et 2 m la température est uniforme et égale à la température moyenne mensuelle tandis qu'au dessous de 2 mètres, la température est constante et égale à la température moyenne annuelle. A l'échelle de la journée, Gulser et Elkeberli (2004), ont également vérifié expérimentalement qu'à partir d'une profondeur de 0.3 m, la température est sensiblement constante à l'échelle mensuelle.

La conductivité du sol dépend de la structure physique des couches supérieures du sol et de sa contenance en eau. Comme l'humidité du sol joue un rôle primordial dans le transfert de chaleur (dû au mouvement de la vapeur), la connaissance avec précision de la conductivité peut être déterminée uniquement par voie de mesure dans le sol.

Le flux conductif est donné par l'équation (3.39) :

$$q^{cnd} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial X} \quad (3.39)$$

Avec λ : coefficient de conduction du sol [W/m.K]

IV.2.4 Flux de massique

Lorsque l'humidité de l'air dépasse l'humidité saturante à la température T_i de la paroi, une condensation s'y produit et par conséquent un échange par chaleur latente a lieu entre le volume d'air et la paroi. Le mécanisme de ce mode de transfert qui n'est autre que le transfert de masse par convection de la vapeur entre l'air et la paroi est lié évidemment au mécanisme de convection de la chaleur.

a- Condensation et Evaporation

Le flux de condensation/évaporation est exprimé par les relations suivantes :

$$Q_{ai,i}^l = A_i h_{ai,i}^l (\omega_{ai} - \omega_s(T_i)) \quad (3.40)$$

$$Q_{ae,i}^l = A_i h_{ae,i}^l (\omega_{ae} - \omega_s(T_i)) \quad (3.41)$$

Les coefficients d'échange par chaleur latente $h_{ai,i}^l$ à l'intérieur et $h_{ae,i}^l$ à l'extérieur de la serre, le coefficient $h_{ai,i}^l$ peut être exprimé comme suit:

$$h_{ai,i}^l = \frac{L(T_{ai})}{r_{ai}} \quad (3.42)$$

$L(T_{ai})$ est la chaleur latente de vaporisation à la température de l'air intérieur; r_{ai} est la résistance aérodynamique sur la face interne de la paroi transparente exprimée en seconde par mètre.

La chaleur de vaporisation est fonction de la température (Harisson,1963) :

$$L(T) = 2.501 - 0.0022361T \quad [MJ/Kg] \quad (3.43)$$

Où T est exprimée en °C.

Par ailleurs, le coefficient d'échange convectif $h_{ai,i}^c$ peut être exprimé comme étant le rapport de la capacité calorifique à la résistance aérodynamique :

$$h_{ai,i}^c = \frac{Cp(T_{ai})}{r_{ai}} \quad (3.44)$$

D'où :

$$r_{ai} = \frac{Cp(T_{ai})}{h_{ai,i}^c} \quad (3.45)$$

et

$$h_{ai,i}^l = \frac{h_{ai,i}^c}{Cp(T_{ai})} L_{ai}(T_{ai}) \quad (3.46)$$

$Cp(T_{ai})$ est la capacité calorifique de l'air exprimée par l'équation (3.47):

$$Cp(T_{ai}) = \frac{355637}{(T + 273.15)} \quad [J/m^3 \cdot ^\circ C] \quad (3.47)$$

Les coefficients de transfert hydrique à l'intérieur et à l'extérieur sont définis par:

$$k_{ai} = \frac{h_{ai}^c}{C_{pai}} \quad (3.48)$$

$$k_{ae} = \frac{h_{ae}^c}{C_{pae}} \quad (3.49)$$

Et les équations (3.40) et (3.41) peuvent être exprimés comme suit :

$$Q_{ai,i}^l = A_i k_{ai} L_{ai}(\omega_{ai} - \omega_s(T_i)) \quad (3.50)$$

$$Q_{ae,i}^l = A_i k_{ae} L_{ae}(\omega_{ae} - \omega_s(T_i)) \quad (3.51)$$

b- Evapotranspiration

Le terme évapotranspiration désigne l'évaporation du sol et la transpiration des plantes. L'évaporation et la transpiration se produisent simultanément et il n'y a pas un moyen de distinguer entre les deux processus. A part la disponibilité de l'eau dans les couches superficielles du sol, l'évaporation du sol planté est déterminée principalement par la fraction de l'éclairement solaire qui arrive à la surface du sol. Cette fraction décroît pendant la période de croissance et selon le développement des plantes, le sol est ombré de plus en plus par le couvert végétal. Quand les plantes sont jeunes les pertes de l'eau est due principalement par évaporation, mais une fois les plantes sont bien développées et couvrent complètement le sol, la transpiration devient le processus principal. En effet, L'évapotranspiration dépend de deux facteurs, le flux radiatif net et le déficit de la pression de vapeur. Pour que la vapeur passe de la feuille à l'air, elle doit traverser les stomates (résistance stomatique) et la couche limite aérodynamique (résistance aérodynamique). La densité de transpiration E peut être calculée directement à partir des résistances aérodynamique et stomatique par la formule de Penman-Monteith (3.44)

$$E = \frac{R_g r_a \delta + 2.Lai.\rho C_p D_a}{L_v((\delta + \gamma) r_a + 2\gamma r_s)} \quad (3.44)$$

R_g est le rayonnement globale, γ est la constante psychométrique, δ est la pente de pression de saturation par rapport à la température, D_a est le déficit de pression de saturation de l'air et L_v est la chaleur latente de vaporisation

Lai est l'indice foliaire (rapport de la surface du couvert végétale sur la surface du sol couverte).

Il est à noter que la formule de Penman-Monteith a été développée pour une culture en plein champ. Stanghellini (1987) a adapté le model de Penman-Monteith pour une serre planté de tomate, où les vitesses de déplacement de l'air sont faibles (< 1 m/s).

$$ET = 2.Lai \frac{1}{L_v} \frac{s.(R_n - G) + K_t \frac{D_a \cdot \rho \cdot C_p}{r_a}}{\delta + \gamma(1 + \frac{r_c}{r_a})} \quad [\text{mm j}^{-1}] \quad (3.45)$$

Où $R_n(\text{MJm}^{-2}\text{J}^{-1})$ est l'irradiation nette, G est le flux de chaleur dans le sol, r_c est la résistance globale incluant la résistance au flux de vapeur due à la transpiration des plantes et à l'évaporation du sol. Cette résistance est fonction de la résistance stomatique globale

et de l'indice foliaire Lai , r_a est la résistance aérodynamique, K_t est une constante de conversion d'unités (86400 s j⁻¹ pour ET en mm j⁻¹; 3600 s h⁻¹ pour ET en mm h⁻¹).

Le rayonnement net est donné par la différence entre le rayonnement de CLO R_{ns} et le Rayonnement de GLO R_{nl}

$$R_{n0} = R_{ns} - R_{nl} \quad (3.46)$$

Dans l'équation de Penman-Monteith $R_{ns} = (1 - \alpha)R_s$ (3.47)

Dans l'équation de Stanghellini $R_{ns} = 0.007 R_s$ (3.48)

Dans le modèle de Penman-Monteith, le rayonnement de GLO est proportionnel à la température absolue de la surface

$$R_{nl} = f_c \cdot f_h \cdot \sigma \cdot f(T_K) \quad (3.49)$$

Avec f_c facteur de couverture nuageuse et f_h facteur de correction d'humidité,

$\sigma = 2.043 \cdot 10^{-10}$ MJ m⁻² K⁻¹ h⁻¹, constante de Stefan-Boltzman et $f(T_K) = T_{Khr}^4$

T_{Khr} (K) est la température absolue de l'air.

Dans le modèle de Stanghellini

$$R_{nl} = \frac{0.16 K_t \rho (T_h - T_0)}{r_R} \quad (3.50)$$

T_h (°C) est la température de l'environnement de la serre.

r_R (s m⁻¹) est la résistance radiative est le facteur de linéarisation du rayonnement entre les feuilles et la serre.

$$r_R = \frac{\rho \cdot C_p}{4 \cdot \sigma \cdot (T + 273.15)^3} \quad (3.51)$$

C_p (MJkg⁻¹) est la chaleur spécifique de l'air, σ (MJ.K⁻⁴m⁻²s⁻¹) constante de stefan-Boltzman égal à $5.669 \cdot 10^{-14}$), T (°C) est la température de l'air.

III-3 Formulation mathématique

Pour modéliser le biosystème serre des bilans d'énergie ont été établis pour chaque élément constituant le système: la couverture, l'air intérieur, la couche superficielle du sol et le sol en profondeur. Dans notre étude, le stockage est pris en compte dans tous les éléments. La méthode des bilans d'énergie suppose que chaque élément de la serre est représenté par un nœud, comme si toute la masse de cet élément est concentrée en un seul nœud.

a. Bilan énergétique de la couverture

Le flux global net sur la partie d'indice i de l'enceinte représente l'énergie globale stockée par cette partie dans l'intervalle de temps dt .

$$A_i E_i C_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i^s + Q_i^{re} + Q_i^e + Q_{i,j}^r + Q_{ai,i}^c + Q_{ae,i}^c + Q_{ai,i}^l + Q_{ae,i}^l \quad (3.52)$$

où A_i : la surface de l'élément i , E_i : l'épaisseur de l'élément i ; C_i : la capacité calorifique volumique de l'élément i ; Q_i^s : la puissance solaire absorbée par l'élément i .

Les termes $Q_{ai,i}^c$ et $Q_{ae,i}^c$ représentent les échanges par convection à l'intérieur et à l'extérieur. Les termes $Q_{i,sk}^r$ et $Q_{i,se}^r$ représentent les échanges par rayonnement de grande longueur d'onde entre un nœud de la couverture et respectivement la voûte céleste et le sol extérieur.

Les termes $Q_{ai,i}^l$ et $Q_{ae,i}^l$ représentent respectivement la condensation à l'intérieur et à l'extérieur de la paroi.

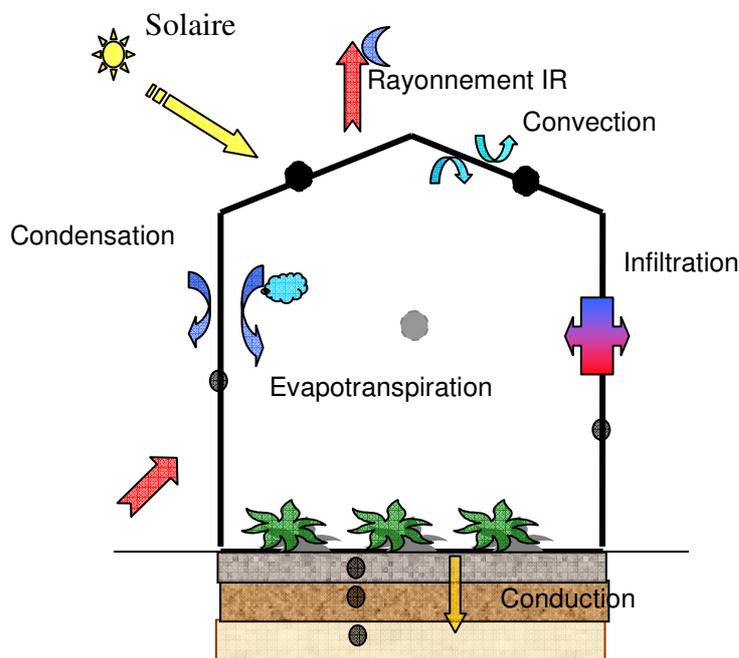


Figure 3. 1: Echanges thermiques entre les nœuds du système et son environnement

b. Bilan énergétique de l'air intérieur

L'air intérieur de la serre échange de l'énergie par convection avec la paroi et le sol et par infiltration avec l'air extérieur. Nous considérons que la température et l'humidité de l'air intérieur de la serre sont homogènes.

Le stockage de l'énergie dans l'air intérieur se fait sous deux formes: la première est par chaleur sensible, la seconde par chaleur latente.

Le bilan des puissances sensibles est évalué ainsi:

$$C_{ai} V_{ai} \frac{dT_{ai}}{dt} = Q_{ai,c}^c + Q_{ai,s}^c + Q^{ren} \quad (3.53)$$

Où $Q_{ai,c}^c$ représente les échanges par convection entre les nœuds de la couverture et le nœud représentant l'air intérieur, $Q_{ai,s}^c$ représente les échanges par convection entre le nœud représentant la surface du sol et le nœud représentant l'air intérieur et Q^{ren} représente les échanges par renouvellement d'air.

Le bilan des puissances sous forme latente est évalué ainsi:

$$L_{ai} V_{ai} \frac{d\omega_{ai}}{dt} = L_{ai,c} + L_{ai,s} + L_{ai,ae} \quad (3.54)$$

Où $L_{ai,c}$ représente les échanges dus à la condensation sur la paroi, $L_{ai,s}$ représente les échanges dus à l'évaporation sur la surface du sol et, $L_{ai,ae}$ représente le transfert d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air intérieur.

c. Bilan énergétique du couvert végétal

En réalité le couvert végétal à l'intérieur de la serre n'est pas tout à fait homogène. Cependant, de nombreuses études sur la transpiration des plantes ont montré que le couvert végétal peut être considéré comme un milieu poreux homogène.

Cette supposition facilite la compréhension des processus complexe d'échange entre la plante et son environnement (Bot, 1983 ; Stanghellini, 1987). Boulard et al. (1991) a trouvé que les modèles à une seule couche et à 4 couches donnent des résultats similaires.

Le bilan thermique sur la surface du couvert végétal est exprimé comme suit :

$$C_{pv} V_v \frac{dT_v}{dt} = Q_v^s + Q_v^r + Q_{ai,v}^c + L_v \quad (3.55)$$

Où V_v est le volume du couvert végétal et C_{ps} sa capacité calorifique volumique;

Q_v^s est la puissance solaire absorbée par le couvert végétal. Le terme $Q_{ai,v}^c$ représente les échanges par convection entre le nœud représentant la surface du couvert végétal et le nœud représentant l'air intérieur. L_v : représente l'échange de chaleur entre le couvert végétal et l'air intérieur sous forme de chaleur latente il est proportionnel à la transpiration de la plante

d. Bilan énergétique de la surface du sol

Le bilan thermique sur la surface du sol (figure 3.2) est analogue à celui que nous avons établi pour une partie de la couverture diminué des termes d'échange avec l'extérieur et augmenté du terme conductif.

$$C_{ps} \frac{V_s dT_s}{2 dt} = Q_s^s + Q_s^r + Q_{ai,s}^c + L_{ai,s}^c + Q_s^{cd} \quad (3.56)$$

Où V_s est le volume du sol et C_{ps} sa capacité calorifique volumique

Q_s^s est la puissance solaire absorbée par le sol. Le terme $Q_{ai,s}^c$ représente les échanges par convection entre le nœud représentant la surface du sol et le nœud représentant l'air intérieur.

e. Bilan énergétique du sol en profondeur

Dans le sol en profondeur, les échanges de chaleur sont supposés uniquement par conduction. Le bilan pour les nœuds intermédiaires est évalué ainsi:

$$V_s C_{ps} \frac{dT}{dt} = Q_{j-1,j}^{cnd} - Q_{j,j+1}^{cnd} \quad \text{pour } j = 2, N - 2 \quad (3.59)$$

et pour le nœud en limite inférieure, on à:

$$V_s C_{ps} \frac{dT}{dt} = Q_{n-2,n-1}^{cnd} \quad (3.60)$$

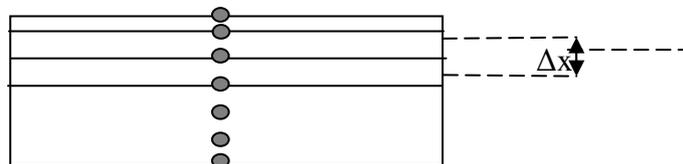


Figure 3. 2: schéma des nœuds représentant le sol sous serre

III-4 Résolution

La résolution du système d'équations différentielles (3.52- 3.60) peut être effectuée par la méthode de Runge-kutta. Une autre alternative consiste à linéariser ces équations pour les rendre sous la forme de l'équation (5.61), en exprimant les termes non linéaires en fonction de la température moyenne sur le pas de temps précédent selon la procédure décrite par Dos Santos et Mendes (2003),(cf. annexe A.2)

$$\frac{dT_i}{dt} = a_i T_i + \bar{b}_i \quad (5.61)$$

Avec a_i constante, et \bar{b}_i regroupe tous les termes qui dépendent de la température ou l'humidité des autres nœuds.

$$\bar{b}_i = f(\overline{T_j}) \dots j \neq i$$

Dans ce projet, nous avons choisi la méthode d'Euler modifiée (méthode de prédiction - correction) comme méthode numérique de résolution des équations. En utilisant la solution analytique dans l'étape de prédiction, la combinaison de la solution analytique et de la méthode d'Euler est appelée méthode semi-analytique. Cette méthode a les avantages de rendre la résolution numérique plus rapide et elle est plus robuste (Klein et al. 2004).

Conclusion

Les équations issues des bilans d'énergie développées ci-dessus nous permettent de construire deux nouveaux modèles, le premier relatif à la serre (couverture, air intérieur et sol sous serre) et le second relatif au sous-sol. Dans le chapitre suivant, nous allons intégrer ces deux modèles dans l'environnement du programme TRNSYS. Cet environnement nous permettra aussi d'utiliser la bibliothèque de TRNSYS tels que le calcul des composantes directe et diffuse de l'éclairement, facteurs de formes, la transmittivité, température équivalente du ciel, propriétés de l'air humide.

Chapitre VI
Simulation Sous TRNSYS

Introduction

Dans cette étude, nous avons utilisé le programme TRNSYS. Ce choix est motivé par deux raisons :

- la première tient au fait que dans la version commerciale de TRNSYS, il n'existe pas de module de simulation des serres. Mais compte tenu du fait que ce logiciel est ouvert (« Open Source »), l'utilisateur peut y développer ses propres modules et les intégrer dans TRNSYS. A cet effet nous avons développé un module « Serre » pour déterminer, en régime transitoire, les températures des parois, température et humidité relative de l'air interne et flux solaires instantanés absorbés par chaque paroi de la couverture. Ce module Serre est basé sur la méthode des bilans d'énergies que nous avons déjà présentée dans le chapitre précédent.
- La seconde raison est que TRNSYS, dans sa dernière version, permet d'appeler d'autres programmes externes tels que Fluent.

III.5 Présentation du code TRNSYS

TRNSYS est l'acronyme de « TRansient SYstems Simulation ». La structure du programme TRNSYS est modulaire, il a initialement été conçu pour résoudre les problèmes des systèmes énergétiques complexes par segmentation du problème en une série de petits composants. Les modules de TRNSYS appelés « Types » peuvent être simples comme le cas d'une pompe ou d'une conduite, ou plus complexes comme le modèle de bâtiment multizones. Les modules sont assemblés en utilisant l'interface graphique intégrée dans TRNSYS connue sous le nom de « TRNSYS Simulation Studio ». Dans Simulation Studio, l'utilisateur spécifie les modules qui constituent le système et la manière dont ils sont interconnectés. Le solveur résout le système des équations algébriques et différentielles qui représentent le système en entier. TRNSYS possède une bibliothèque qui inclut d'autres modules pour les systèmes thermiques et photovoltaïques, les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation, les piles à combustibles, etc. La bibliothèque de TRNSYS est disponible en code source (FORTRAN), elle inclut aussi bien les modules rencontrés souvent dans les systèmes

énergétiques que d'autres modules utiles pour la gestion des données météorologiques et des fonctions de forçage dans le temps.

La nature modulaire de TRNSYS facilite l'intégration de nouveaux modèles mathématiques (Ahmed et al, 2006), (Ebey, 2007, Chen et al., 2007, Ruize et Martinez, 2010, Kuznik et al, 2010, Ayompe et al., 2011). En plus de la possibilité d'ajouter de nouveaux modules dans n'importe quel langage de programmation, le programme permet d'insérer directement des modules qui utilisent d'autres programmes tels que Matlab et Fluent. (Woloszyn M et Rode C., 2008, Villi et al.,2009)

Le code TRNSYS est bien adapté pour l'analyse détaillée de tout système dont l'environnement évolue dans le temps. C'est du reste pour cette raison que TRNSYS est devenu le code de référence pour les ingénieurs et chercheurs a travers le monde entier (Zogou et Stamatelos,2007).

IV.2 Création d'un nouveau composant

Dans cette partie, nous présentons un bref rappel de la procédure à suivre pour créer un nouveau composant.

- Création du Proforma du module
- Lancer Simulation Studio
- Cliquer sur « New » dans le menu « File »
- Choisir « New component » et cliquer sur « create » comme il est illustré sur la figure 4.1

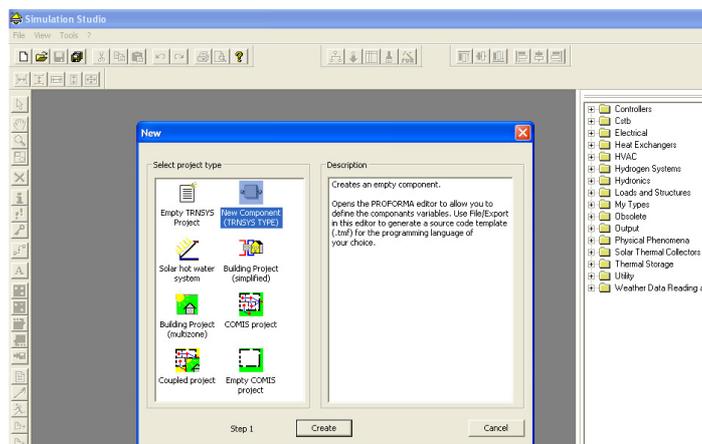


Figure 4. 1: Fenêtre pour la création d'un nouveau module

Une autre fenêtre apparaît (figure 4.2), dans l'onglet « General », les informations sur le nouveau modules peuvent alors être introduites. Il est impératif de donner un

numéro au nouveau type (i.e. un module) compris entre 201 et 300 pour éviter tout conflit avec les types existants.

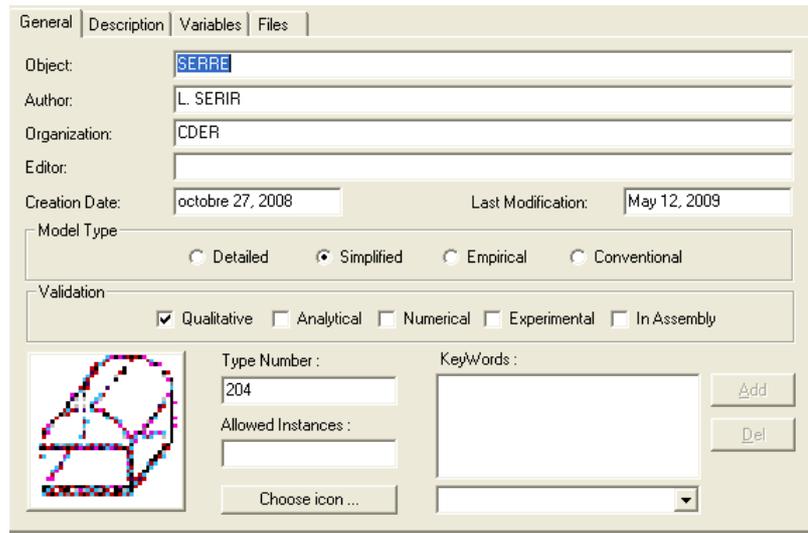


Figure 4. 2 : Fenêtre pour la création du proforma du nouveau composant

- Cliquer sur l'onglet « variables » pour introduire les constantes (Parameters), les données d'entrée (Inputs), les données de sortie (Outputs) ainsi que les variables à intégrer « Derivatives » comme illustré sur la figure 4.3.

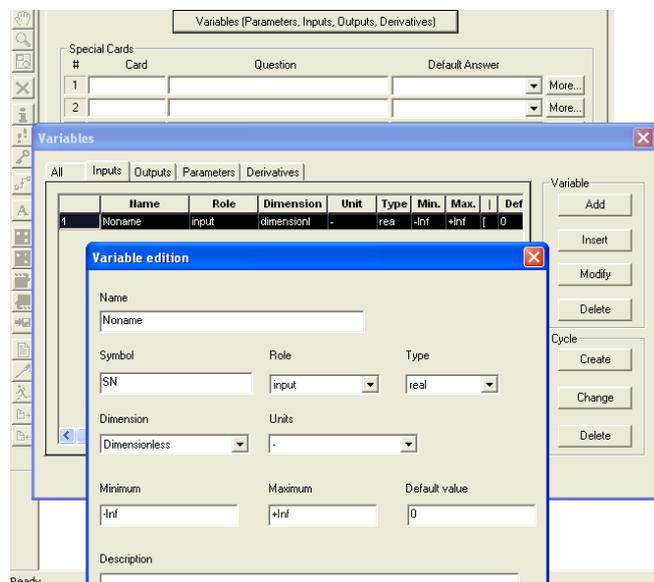


Figure 4. 3: Fenêtre pour l'introduction des variables (Inputs, parameters, derivatives et outputs)

Le squelette du nouveau module est désormais créé, il reste à introduire les modifications et les affectations des paramètres, les inputs et les outputs et en suivant les instructions pour introduire les équations du calcul itératif, le stockage etc. (figure 4.4)

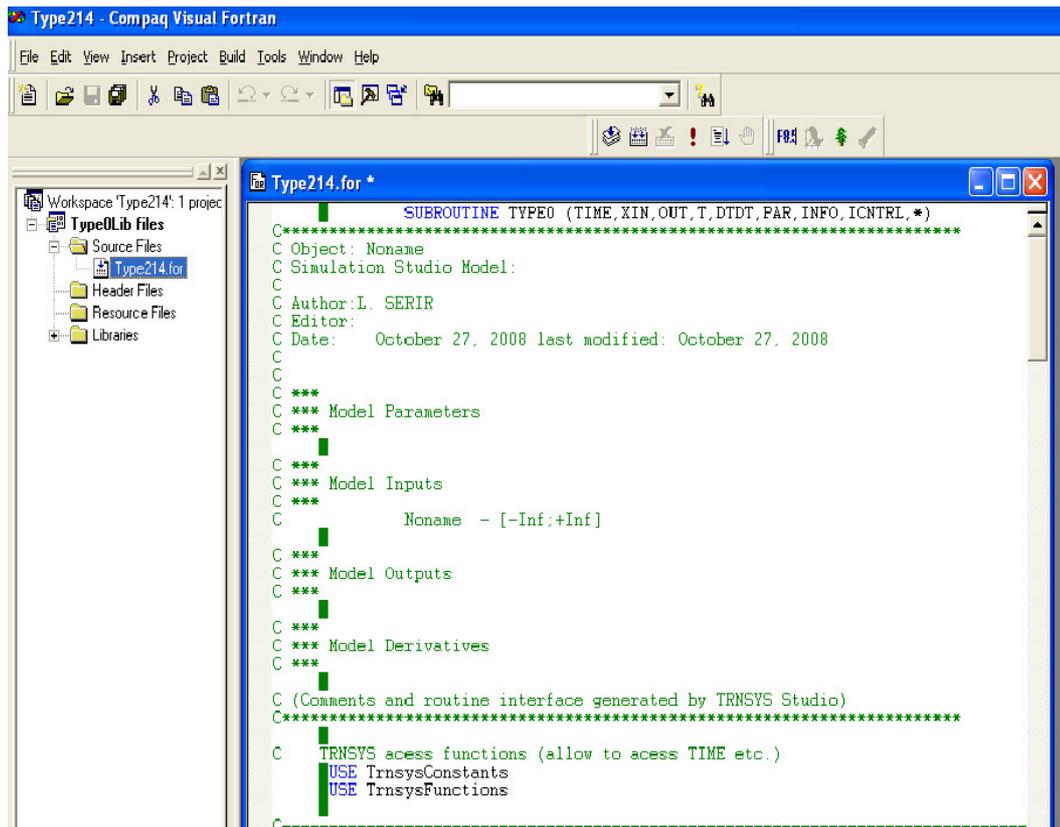


Figure 4. 4: Aperçu sur le squelette du nouveau module.

Dans cette thèse nous avons créé un nouveau module pour la serre (Type 204.for), et un second module pour le sol sous serre (Type 207.for) que nous avons intégré par la suite dans le programme TRNSYS (voir figure 4.5).

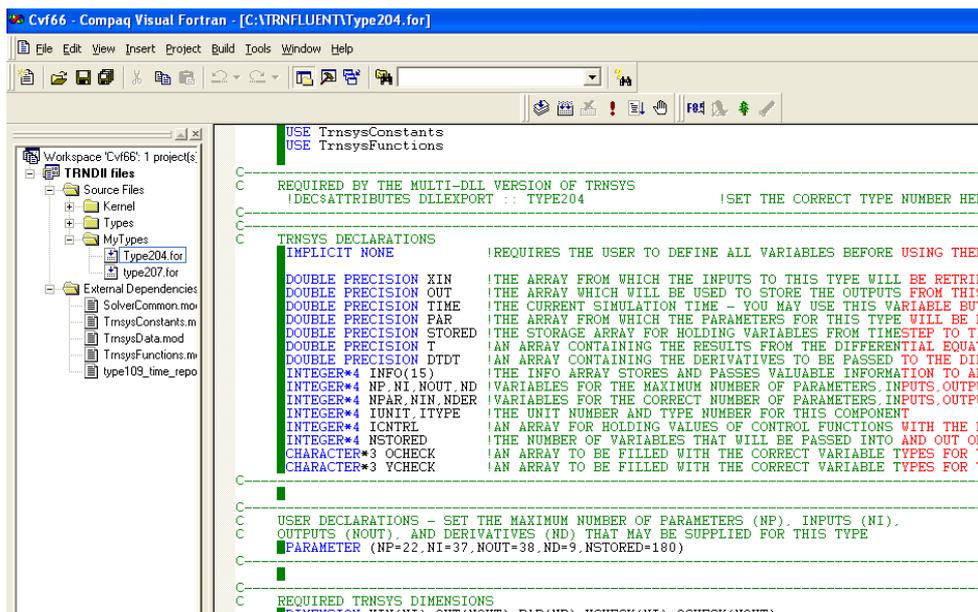


Figure 4. 5 : Exemple d'intégration d'un nouveau module dans le programme TRNSYS.

IV.3 Création d'un nouveau projet

Un projet est composé de différents modules de TRNSYS interconnectés entre eux, les sorties des uns pouvant servir d'entrées aux autres.

Dans ce projet les données de base sont les données météorologiques, de sorte que nous avons en premier lieu utilisé le fichier météo. Ce fichier est lu par un module de TRNSYS. (il existe une multitude de modules pour la lecture du fichier météo selon le format de ce dernier : canadien, allemand, japonais, météonorm, TMY, etc...). Dans notre cas nous avons utilisé TYPE 109-User. Ce module combine la lecture et le de traitement les données radiométriques, c'est dire qu'il calcule l'éclairement direct, diffus et l'angle d'incidence pour plusieurs surface selon leur inclinaison et leur orientation.

Ensuite nous procédons à la connexion entre les sorties du TYPE 109 et les entrées du module que nous avons créé comme il est indiqué ci-dessous sur la figure 4.6. Dans notre projet nous avons besoin de déterminer la température équivalente du ciel. Il existe dans la bibliothèque de TRNSYS un module qui calcule cette température, c'est le TYPE 69, ce module, lui-même, requiert l'éclairement direct et diffus qui sont fournis par le TYPE 109 (figure 4.7) mais aussi de la température de rosée. Cette température est fournie, à son tour, par un autre module : le TYPE 33 (figure 4.8)

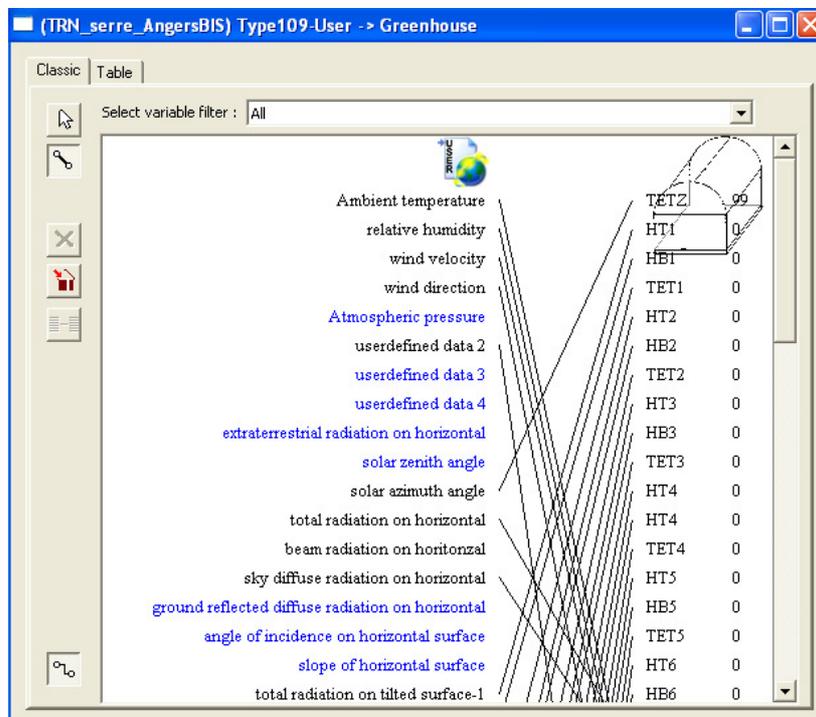


Figure 4. 6: connexion entre le TYPE 109 et le nouveau composant serre.

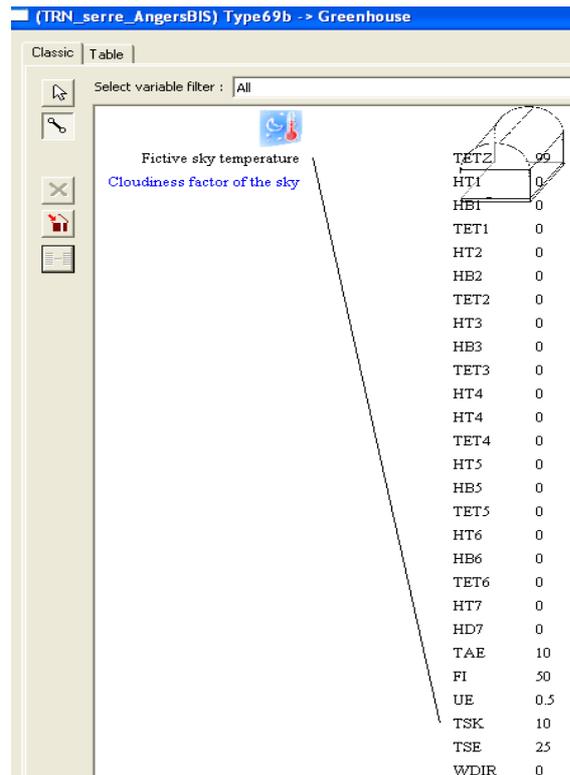


Figure 4. 7 : Connexion entre le TYPE 69 (calcul de la température équivalente du ciel) et le nouveau composant.

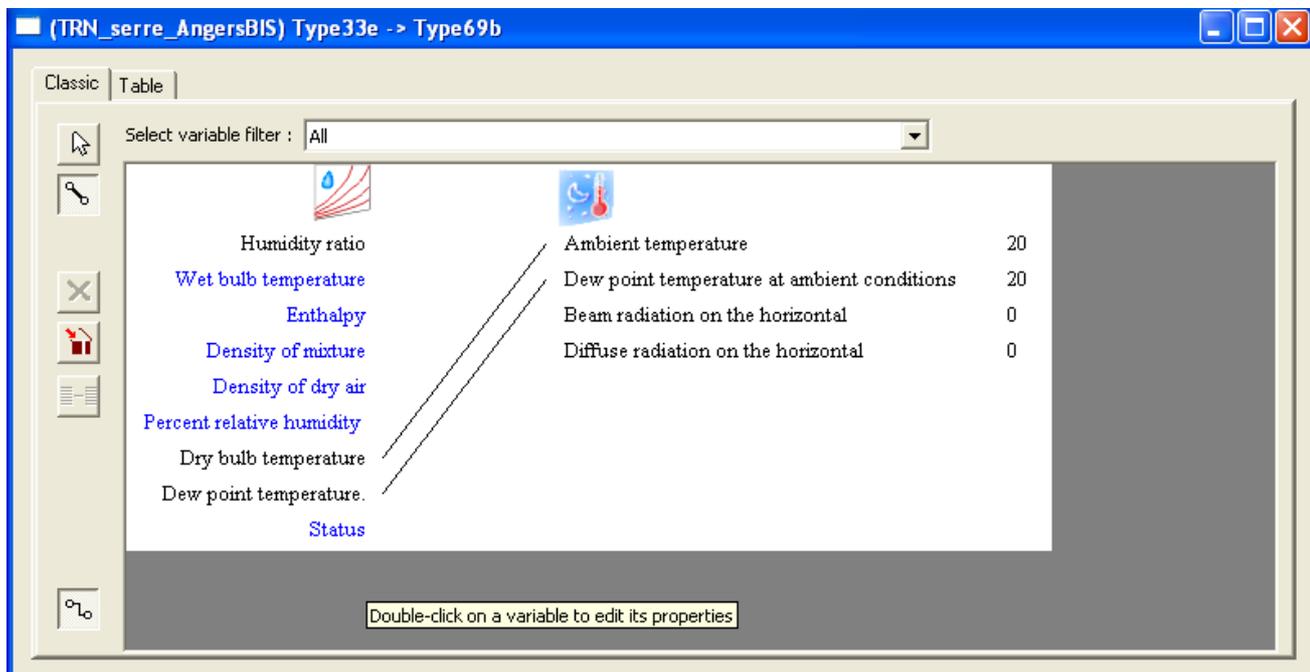


Figure 4. 8: Connexion entre le TYPE 33 (calcul des propriétés psychrométriques) et le TYPE 69 (calcul de la température équivalente du ciel)

On procède de la même manière pour connecter les nouveaux modules entre eux (serre et sous sol), le module serre fournit la température de la couche superficielle du sol et reçoit la température de la première couche du sous sol, il y a donc à l'interface un échange de conditions aux limites.

Dans notre étude nous avons besoin de représenter les résultats de simulations sous forme graphique ou sous forme de tableaux. Le post traitement est réalisé via le module TYPE 65.

Une fois toutes les connexions établies, les simulations peuvent être lancées (figure 4.9).

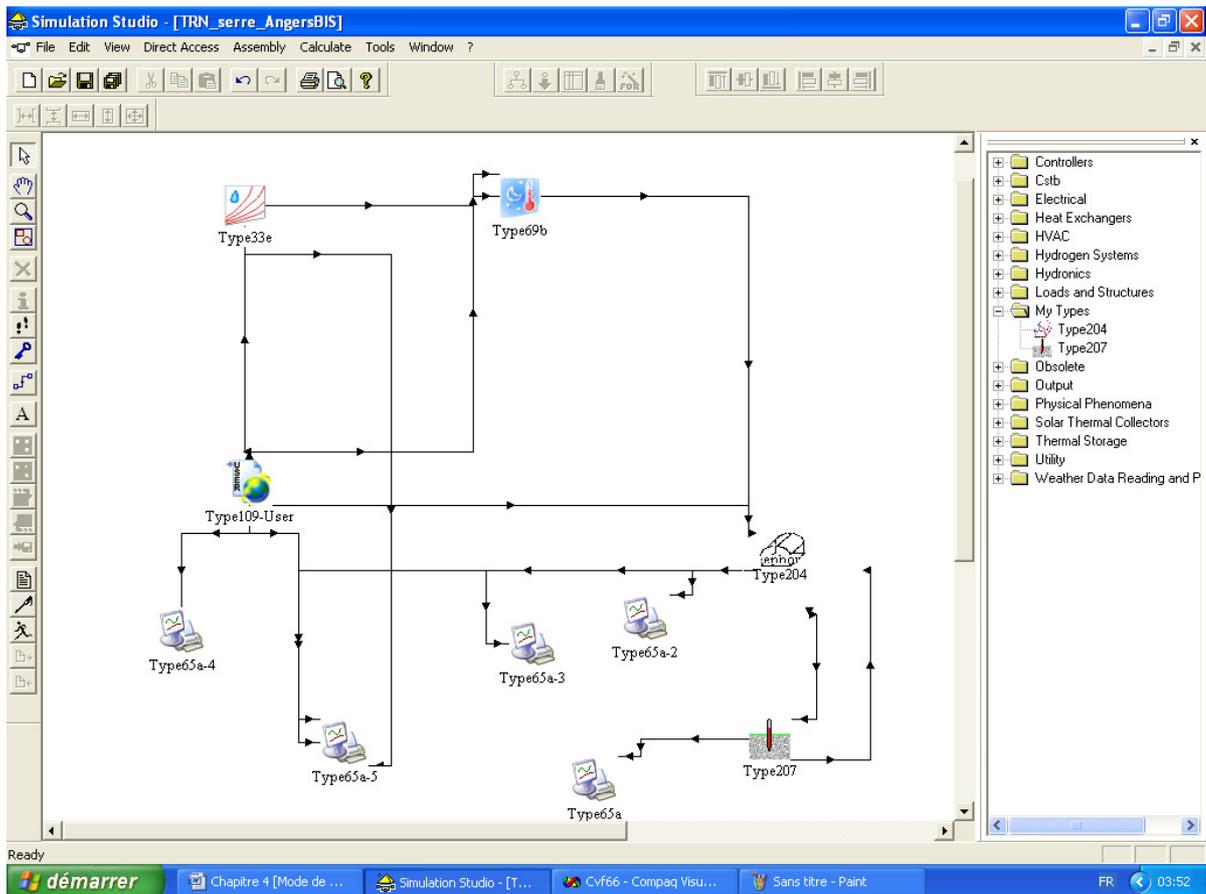


Figure 4. 9: Architecture du logiciel de simulation du climat d'une serre sous TRNSYS.

IV.4.2 Simulations numériques et validation

Pour les besoins de validation de notre modèle, nous avons procédé à la confrontation des résultats de simulation aux résultats expérimentaux de deux serres différentes. La première est du type Venlo en verre sous un climat semi aride, la seconde est une serre tunnel plastique sous un climat océanique. Les données d'entrées de notre modèle sont présentées dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Liste des entrées du module serre.

Entrée	Symbole	Désignation
1	θz	Angle Azimutal
2,5,8,11,14 et 17	Ht1	Eclairement total sur les surfaces 1,2,3,4,5 and 6
3,6,9,12,15 et 18	Hb1	Eclairement direct sur les surfaces 1,2,3,4,5 and 6
4,7,10,13,16 et 19	$\theta i1$	Angle d'incidence sur les surfaces 1,2,3,4,5 and 6
20	Ht7	Eclairement total sur plan horizontal
21	Hd7	Eclairement diffus sur plan horizontal
22	Tae	Température ambiante
23	Hr	Humidité relative
24	Ue	Vitesse du vent
25	Wd	Direction du vent
26	Tsk	Température équivalente du ciel
27	Ts1	Température de la première couche du sol

V.4.2 Validation sous climat semi-aride

La serre de référence est du type Venlo. Elle est située à l'université de Batna (6.11°E, 35.33 Nord). Nous avons utilisé les résultats expérimentaux de Mesmoudi (2010) pour cette étape de validation de notre modèle. La figure 4.10 illustre la serre instrumentée. Les données caractéristiques de la serre sont fournies dans le tableau 4.2

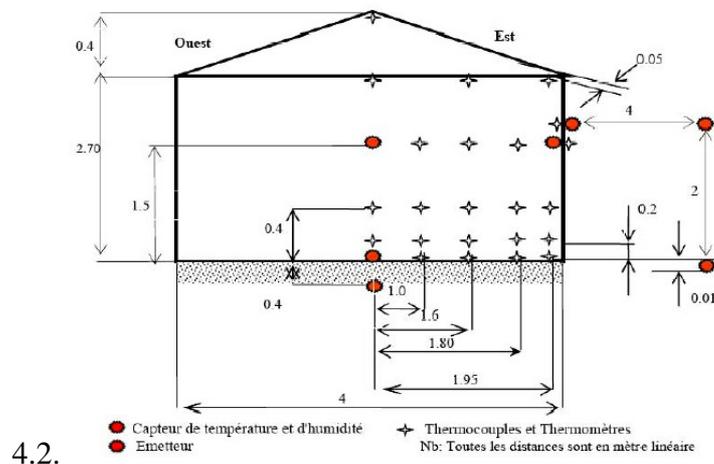


Figure 4. 10: Schéma de la serre expérimentale d'après Mesmoudi et al. (2008)

Tableau 4.2 : Liste des paramètres de la serre de référence sous climat semi-aride, site Batna

Paramètre	symbole	désignation	Valeur
1	L	Longueur	8 m
2	Ht	Hauteur au centre	3.1 m
3	h	Hauteur sur les cotés	2.7 m
4	W	Largeur	4 m
5	Nv	Nombre de surfaces	6
6	ρ_{se}	Réfectivité du sol externe	0.25
7	Ec	Epaisseur de la couverture	0.004 m
8	ε_c	Emissivité de la couverture	0.93
9	KL	coefficient d'extinction X l'épaisseur du verre	0.62
10	n	Indice de réfraction	1.55
11	Cvc	Capacité calorifique du verre	2268 kJ/kg
12	ρ_{sv}	Réfectivité du sol (visible)	0.2
13	ρ_{sir}	Réfectivité du sol (IR)	0.1
14	ε_s	Emissivité du sol	0.9
15	Dx	Epaisseur de la couche du sol	0.05
16	ρ_{sol}	Masse volumique du sol	1620 kg /m ³
17	Cps	Capacité calorifique du sol	1480 J/kg K
18	λ_s	Conductivité thermique du sol	1.3 W/mK
19	Rnn	Taux de renouvellement d'air	2 / hr (estimé)

VI.4.2 Résultats et discussion

a- Prédiction de la température et de l'humidité

Des simulations ont été réalisées pour une journée au printemps (le 24 avril 2008) sous des conditions climatiques semi-arides (Batna). La température de l'air à l'intérieur de la serre prédite par le modèle est généralement en bon accord les mesures expérimentales (Figure 4.11). Cependant le modèle surestime la température de 3°C au moment du pic de température, qui survient lorsque l'intensité solaire est à son maximum. Etant donné que le modèle ne tient pas compte du bilan d'énergie de la structure de la serre, cette différence peut

provenir de l'énergie fournie par la structure qui jouerait à ce moment là le rôle d'un convecteur.

L'humidité interne calculée par le modèle diffère sensiblement de celle mesurée (Figure 4.12). Cette différence met en évidence les faiblesses du modèle d'évapotranspiration utilisé. En effet, le modèle utilise des coefficients qui ont été ajustés à partir d'expériences pour des températures inférieures à 30°C alors que dans le cas présent, les températures peuvent dépasser 40° C. En outre, il néglige le rayonnement net dans le modèle de Penman. La faible précision des sondes utilisées dans les expériences peut aussi expliquer en partie les écarts obtenus (tableau 4.3).

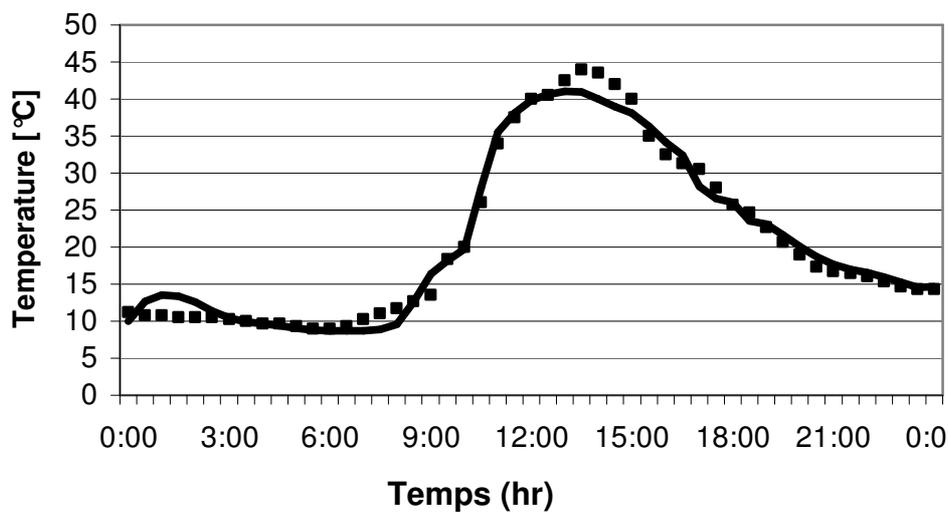


Figure 4. 11: Evolution de la température à l'intérieur de la serre
(■ expérimentale, — théorique)

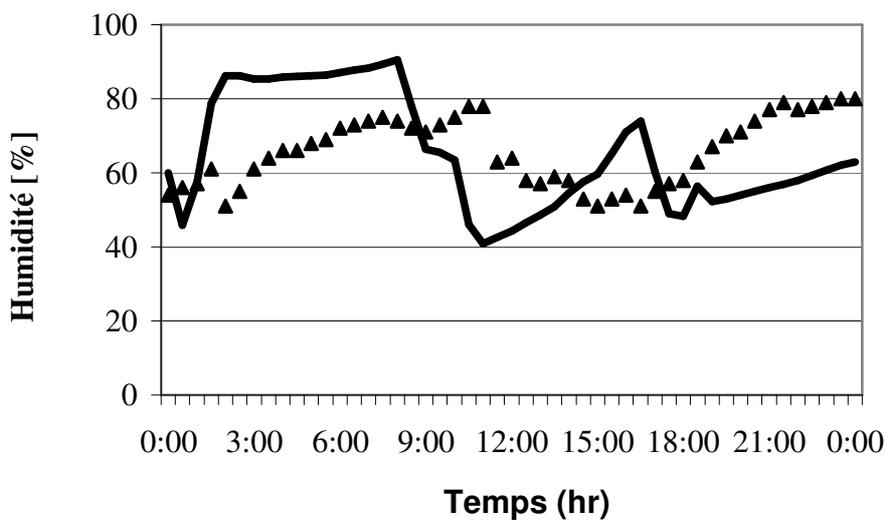


Figure 4. 12: Evolution de l'humidité à l'intérieur de la serre
(▲ expérimentale, — théorique)

Tableau 4.VI.1 : Caractéristiques de l'enregistreur Oakton Plus.

Température	Humidité
Plage de température : -30 to 50°C Résolution : 0.5°C Précision : $\pm 0.6^\circ\text{C}$	Plage de 0 à 100% Résolution : 5% Précision : $\pm 3\%$ de 0 à 90% et $\pm 6\%$ de 90 à 100%

b- Prédiction de la transmittivité

La variation correspondante de transmittivité des six surfaces (figure 4.13) du rayonnement direct et diffus est représentée sur la Figure.4.14. Pour la paroi verticale nord (nœud 1), la transmittivité de l'éclairement direct est négligeable. Compte tenu de la forme parabolique de la transmission de la paroi sud, une valeur moyenne équivalente à $\frac{3}{4}$ de la valeur maximale (i.e. mesurée à midi) a été retenue, tandis que pour les parois Est et Ouest une valeur moyenne équivalente à la moitié de la valeur maximale a été choisie (i.e. mesurée au lever ou au coucher du soleil, respectivement). Ces valeurs sont inférieures à la transmittivité obtenue pour le rayonnement diffus ($\tau = 0,83$). Pour les surfaces du toit, la transmittivité du rayonnement direct est généralement plus élevée que pour le rayonnement diffus, sauf au lever et au coucher du soleil. Cela peut expliquer pourquoi les transmittivités ont été souvent surestimées dans la plupart des études précédentes, mesurées généralement sous le toit (transmittivité du toit). Nous concluons que l'hypothèse d'une seule valeur de transmittivité constante pour l'ensemble des surfaces n'est acceptable que dans le cas d'une journée couverte (c'est à dire lorsque le rayonnement solaire est essentiellement diffus)

Dans la présente étude, nous avons trouvé que la transmittivité est généralement proche de celle trouvée par Pieters et Deltour (1999), comme indiqué dans la Figure. 4.15.

Nous avons également constaté que la température de la surface est proportionnelle à celle de la transmittivité comme indiqué sur la Figure.4.16. Ceci est une conséquence de l'effet de serre. Ce résultat est tout à fait l'inverse dans la situation où la surface est détachée et elle ne fait pas partie d'une enceinte ; dans ce dernier cas la température est plus basse lorsque la transmittivité est élevée.

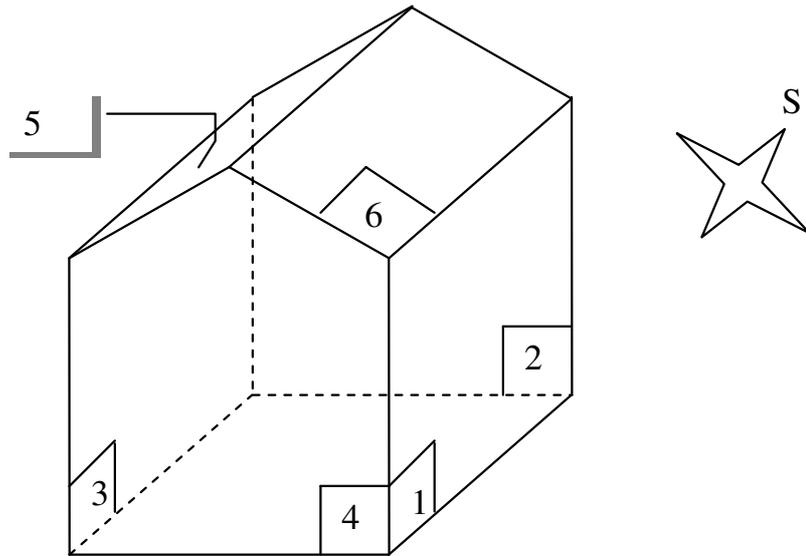


Figure 4. 13: Orientation et nomenclature des différentes parois de la serre Venlo

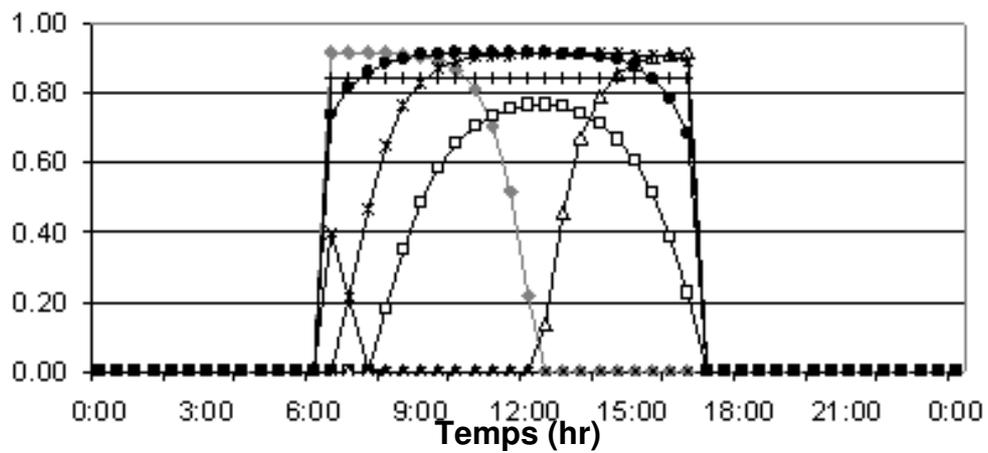


Figure 4. 14: Evolution de la transmittivité de l'éclairage direct dans le temps pour les surfaces de 1 à 6 et de l'éclairage diffus

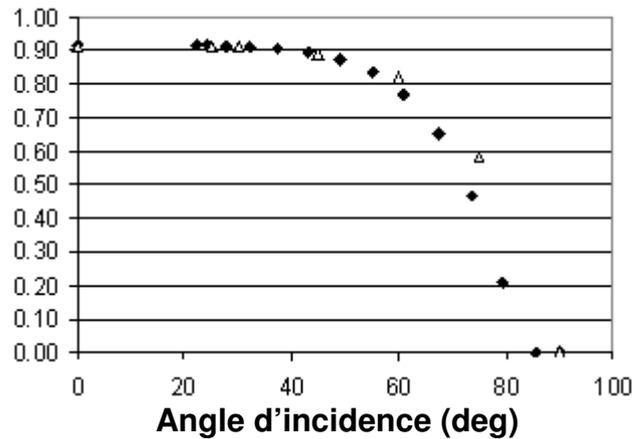


Figure 4. 15: Evolution de la transmittivité en fonction de l'angle d'incidence°: ■ pour cette étude et Δ d'après Pieters and Deltour, 1999.

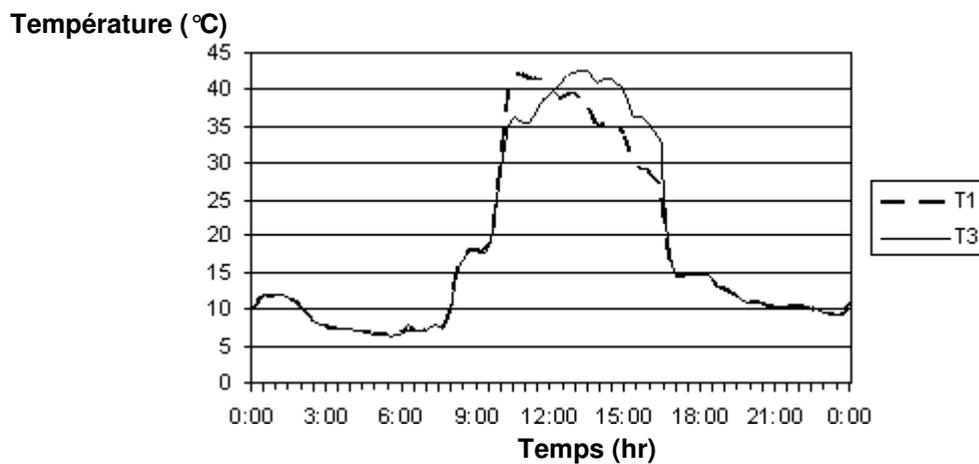


Figure 4. 16: Evolutions dans le temps des températures des surfaces (°C) , T1 correspond à la température de la paroi verticale Est et T3 à celle de la paroi verticale Ouest

IV.4.3 Validation sous climat océanique

Une série de mesures expérimentale a été également été acquise à l'intérieur d'une serre tunnel à Agrocampus Ouest à Angers (47.43N, 0.55 ° E) à l'Ouest de la France. Le climat dans cette région est océanique tempéré. La serre est orientée Nord-Sud et recouverte d'un film en plastique de 200 μm d'épaisseur. La serre fait 24m de long, 9 m de large et 5,5 de hauteur au centre, la hauteur sur les cotés est de 2 m. La serre est maintenue fermée pendant deux jours consécutifs (21 et 22 avril 2010), le sol est resté sec et aucune culture n'était présente dans la serre pendant les campagnes de mesure.

Les paramètres climatiques extérieurs tels que le rayonnement horizontal, vitesse et direction du vent, la température et l'humidité relative ont été aussi mesurés à proximité de la serre expérimentale. Les paramètres climatiques à l'intérieur (température et humidité relative) et la

température du sol ont été enregistrés toutes les 10 min et 289 observations ont été recueillies pour chacun des paramètres microclimatiques.

Le rayonnement solaire global a été mesuré avec un pyranomètre (CM-3, Kipp & Zonen, Delft, Pays-Bas). Les mesures de la vitesse et la direction du vent ont été effectuées à l'aide d'un anémomètre (HA 430A, Geneq Inc, l'exactitude 0.11m s^{-1}), situé à 10 m au-dessus du sol. Les températures sèche et humide de l'air ont été mesurées à l'intérieur et l'extérieur de la serre avec deux psychromètres ventilés (modèle Assman 2255230). Les mesures moyennées ont été collectées toutes les 10 min avec un enregistreur de données (Delta-T Devices, Cambridge, Royaume-Uni)

Les données mesurées à l'extérieur ont été collectées chaque minute par une station automatique qui se trouve à moins de 100 m de la serre de référence. Cette station mesurait la température ambiante (Figure 4.17), la vitesse et la direction du vent (figure 4.18 et 4.19), l'humidité (figure 4.20) et l'éclairement global horizontal (figure 4.21).

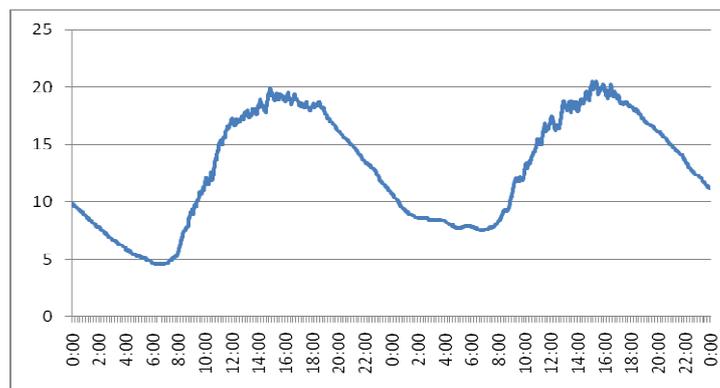


Figure 4.17 : Evolution dans le temps de la température ambiante

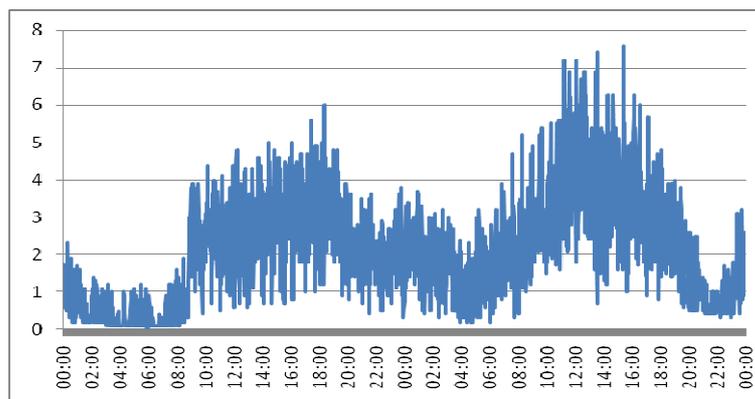


Figure 4.18 : Evolution dans le temps de la vitesse du vent

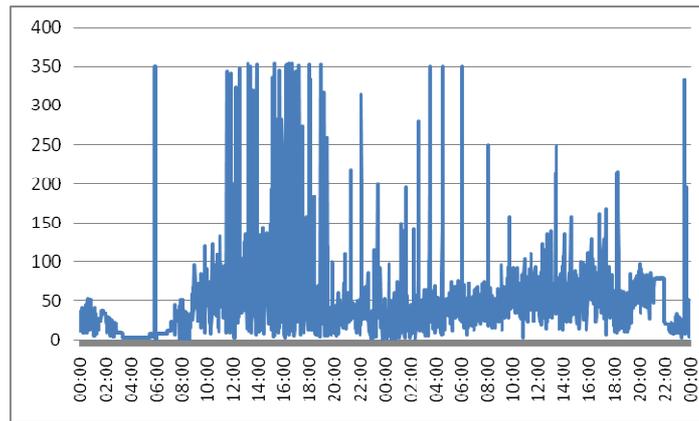


Figure 4.19 : Evolution dans le temps de la direction du vent

Humidité (%)

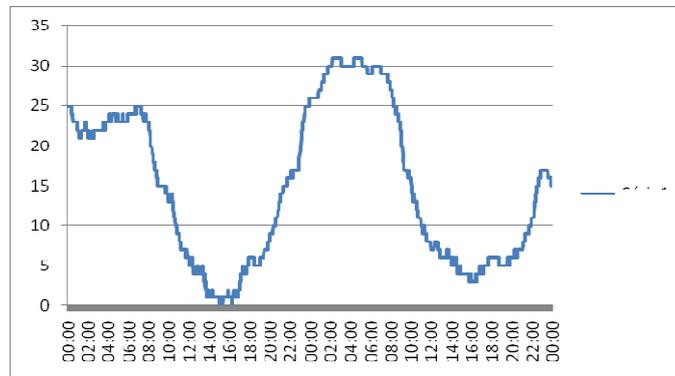
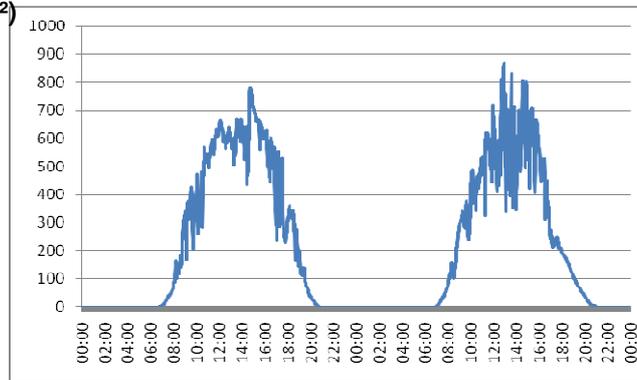


Figure 4.20 : Evolution dans le temps de l'humidité à l'extérieur

**Eclairement
(W/m²)**



Temps (hr)

Figure 4.21 : Evolution de l'éclairement global à l'extérieur

IV.4.4 Résultats et discussion

Dans cette étude le modèle développé sous TRNSYS est capable de simuler l'évolution temporelle les paramètres suivants : la température interne, l'humidité interne, la température du sol et les températures de parois. Les paramètres géométriques de la serre sont représentés dans le tableau 4.3.

Dans cette partie, il s'agit d'analyser l'impact du choix de la corrélation utilisée pour exprimer le coefficient de convection entre l'air intérieur et le sol ($h_{ai,s}$) sur le climat interne de la serre. D'après Baille et al. (2006) pour une serre chauffée par des aérothermes durant la nuit, $h_{ai,s}$ varie entre deux valeurs limites, correspondant respectivement à la fonction proposée par de Halleux (1989, citée par Roy et al., 2002) dans le cas d'une serre équipée de tubes chauffant, $h_{ai,s}=1.86 \Delta.T^{0.33}$ et l'autre fonction donnée par Silva (1989, citée par Roy et al., 2002) où $h_{ai,s}=10.\Delta.T^{0.33}$ dans le cas d'une serre plastique non chauffée avec un sol nu. Lamrani et al. (2002), propose une corrélation intermédiaire $h_{ai,s}=5.2 \Delta.T^{0.33}$ dans le cas d'une serre chauffée par le sol. Dans notre étude nous avons examiné l'impact de chacune des corrélations susmentionnées et la combinaison entre les corrélations extrêmes et celle intermédiaire.

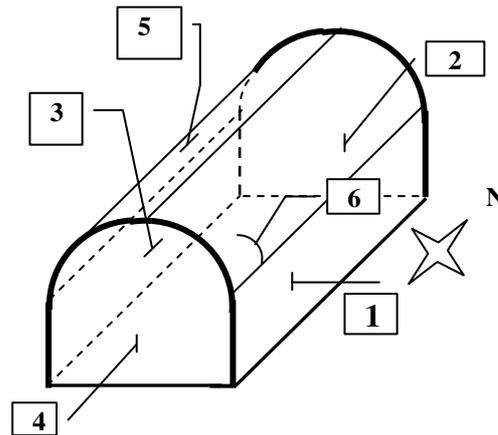


Figure 4. 22: Orientation et nomenclature des différentes parois de la serre tunnel

Tableau 4.1 : Liste des paramètres de la serre de référence sous climat océanique, site Angers

Paramètre	symbol	designation	
1	L	Longueur	24 m
2	Ht	Hauteur au centre	5.5 m
3	h	Hauteur sur les cotés	2 m
4	W	Largeur	9 m
5	Nv	Nombre de surfaces	6
6	pse	Réflectivité du sol extérieur	0.2 (estimé)
7	ec	Epaisseur de la couverture	200 μm
8	ec	émissivité de la couverture	0.93
9	KL	coefficient d'extinction	1650 m^{-1}
10	n	Indice de refraction	1.515
11	Cvc	Capacité calorifique volum. de la couverture	1795 kJ/m^3
12	ρ_{sv}	réflectivité du sol (visible)	0.2
13	ρ_{sir}	réflectivité du sol (IR)	0.1
14	es	Emissivité du sol	0.8
15	dx	Epaisseur du sol	0.05
16	Cvs	Capacité calorifique volumétrique. du sol	4020 kJ/m^3
17	λ_s	Conductivité thermique du sol	0.7 $\text{w}/\text{m.K}$
18	Rnn	Taux de renouvellement d'air	0 /hr

- **Utilisation de la corrélation limite supérieure**

En utilisant la corrélation de Silva ($h_{ai,s}=10.\Delta.T^{0.33}$), la température interne prédite par le modèle (figure 4.23) apparaît un peu surestimée. La différence (après le pic de température notamment) peut provenir des infiltrations mais plus probablement, elle tient au choix de la corrélation (coefficient = 10 à limite supérieure des formules disponibles dans la littérature).

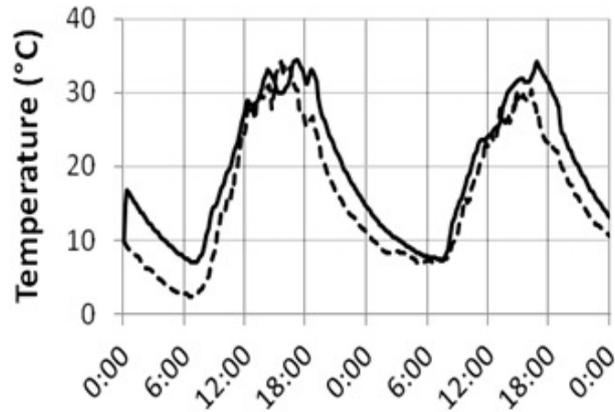


Figure 4.23: Evolution dans le temps de température de l'air interne (--- mesurée, — calculée) en utilisant la corrélation de Silva

➤ *Utilisation de la corrélation intermédiaire*

En utilisant la corrélation de Lamrani ($hai,s=5.2.\Delta.T^{0.33}$), dans les calculs de la température interne, l'évolution est légèrement modifiée comme indiqué sur la figure 4.24. La température prédite par le modèle est légèrement surestimée mais la différence est plus faible que celle obtenue en utilisant la corrélation de Silva.

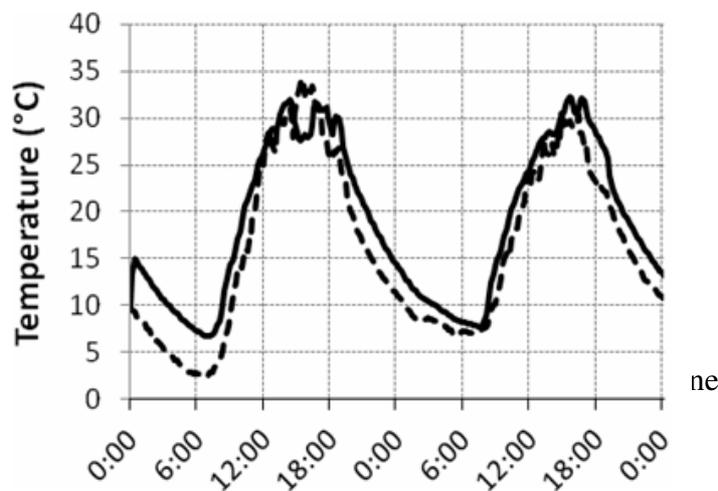


Figure 4. 24
(--- mesu

➤ *Utilisation de la corrélation limite inférieure*

En utilisant la corrélation de De Halleux ($hai,s=1.5.\Delta.T^{0.33}$) dans les calculs de la température interne, l'évolution est sensiblement modifiée (figure 4.25). Inversement au cas précédent, l'utilisation de cette corrélation est beaucoup plus appropriée après le pic de température (i.e. durant la période de refroidissement) mais en revanche, une différence relativement importante apparaît durant la période de réchauffement.

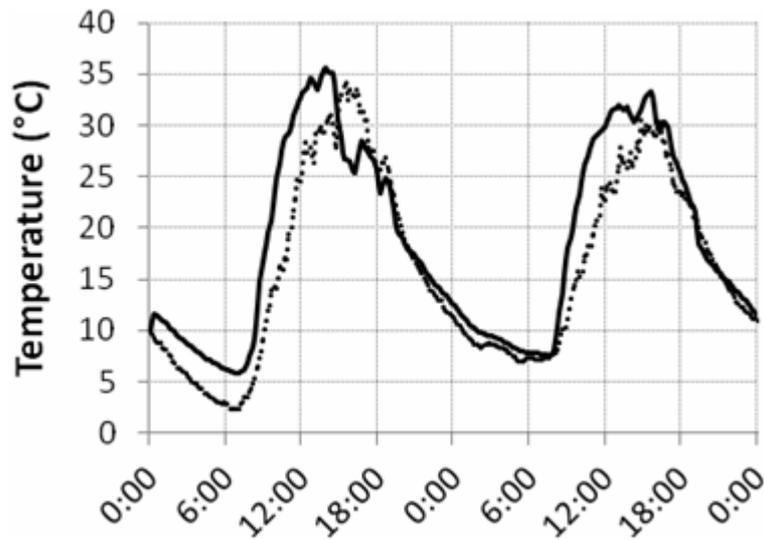


Figure 4. 25: Evolution dans le temps de température de l'air interne (--- mesurée, — calculée) en utilisant la corrélation de De Halleux

En observant les figures 4.24 et 4.25, il apparaît que l'utilisation de la corrélation de Lamrani est bien appropriée quand le sol reçoit un flux de chaleur tandis que l'utilisation de la corrélation de Halleux est plus appropriée quand le sol dégage un flux de chaleur. Par conséquent, aucune des deux corrélations ne peut reproduire avec précision les températures mesurées sur une période de 24 h. il semble plus avantageux d'utiliser les deux corrélations selon le sens du flux de chaleur, l'une durant la période de réchauffement d'air, et l'autre pendant la période de refroidissement de l'air. Nous proposons dans la suite d'établir une expression générale permettant d'accroître la qualité des simulations numériques.

Compte tenu du fait que l'utilisation de la corrélation de Lamrani est plus appropriée lorsque le flux de chaleur est orienté vers le bas et que la corrélation de Halleux est plus appropriée avec les flux de chaleur orientés vers le haut, il apparaît qu'aucune des deux corrélations extrêmes ne peut être utilisée pour reproduire correctement et avec précision les températures mesurées sur une période de 24h. L'idéal serait donc de retenir l'une ou l'autre formulation en fonction du sens d'écoulement de la chaleur, l'une pendant la période de réchauffement (flux de chaleur vers le haut) et l'autre pendant la période de refroidissement (flux de chaleur vers le bas) Ainsi, selon la direction du flux de chaleur, nous proposons d'utiliser l'expression générale: $h_{ai,s} = a \cdot \Delta T^{0.33}$

Avec $a=5.52$ si $(T_s - T_{ai}) < 0$ ou $a=1.5$ si $(T_s - T_{ai}) > 0$.

Les résultats de simulation obtenus en utilisant l'expression générale ci-dessus est représenté sur la figure 4.26 pour la température de l'air interne, sur la figure 4.27 pour l'humidité interne et sur la figure 4.28 pour la température du sol.

La comparaison entre les températures de l'air interne mesurées et calculées est indiquée sur la figure 4.29, l'écart type est de 3.34 °C.

L'humidité de l'air intérieur calculé par le modèle est en bon accord avec les mesures comme il est indiqué sur la figure 4.27. Les écarts peuvent être dus aux infiltrations d'une part, à l'évaporation résiduelle d'autre part. La comparaison entre l'humidité calculée et mesurée est indiquée dans la figure 4.30, l'écart type l'erreur quadratique moyenne des racines est de 6,72%.

La température de la première couche du sol calculée par le modèle est en bon accord avec les mesures comme il est indiqué sur la figure 4.28. La comparaison entre les températures calculées et mesurées est présentée sur la figure 4.31. L'écart type est de 0.065°C.

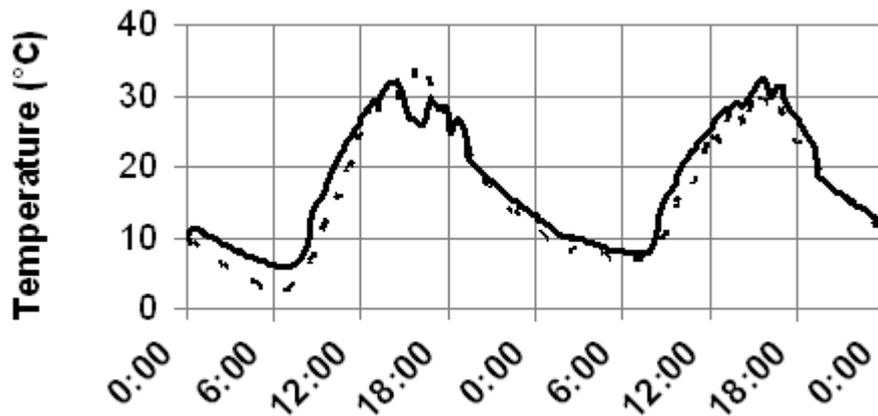


Figure 4. 26: Evolutions dans le temps de la température de l'air interne (--- mesurée, — calculée) en utilisant la corrélation générale $h_{ai,s} = a\Delta T^{0.33}$

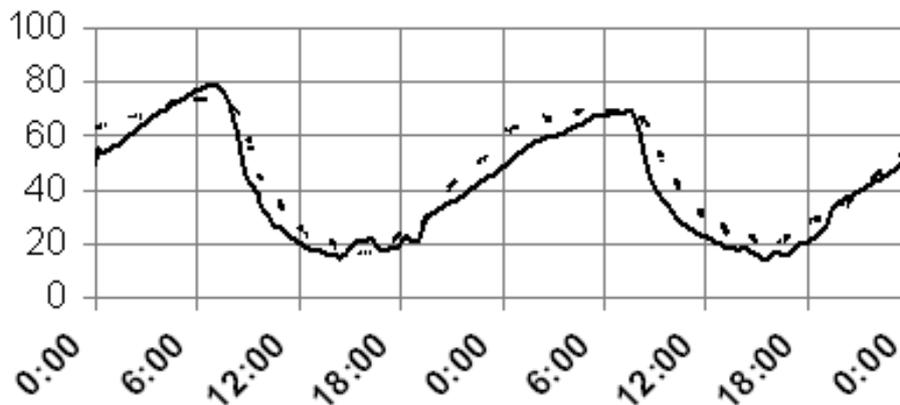


Figure 4. 27: Evolution dans le temps de l'humidité de l'air interne (--- mesurée, — calculée) en utilisant la corrélation générale $h_{ai,s} = a\Delta T^{0.33}$

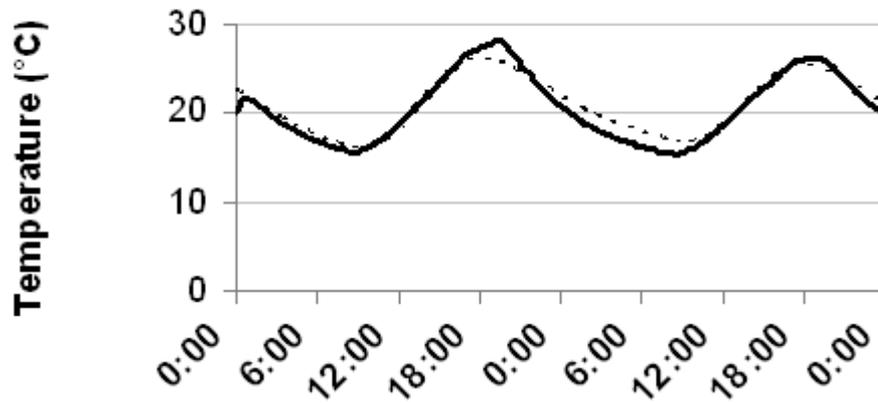


Figure 4.17: Evolution dans le temps de température du sol (--- mesurée, — calculée) en utilisant la corrélation générale $h_{ai,s} = a\Delta T^{0.33}$

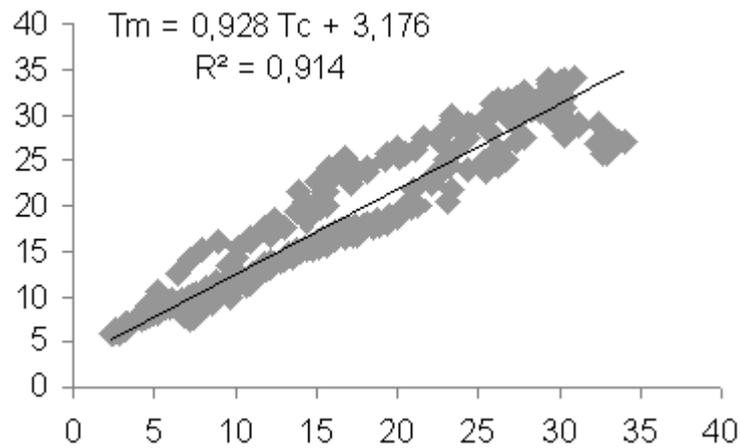


Figure 4.18: Température de l'air interne calculé vs Température mesurée

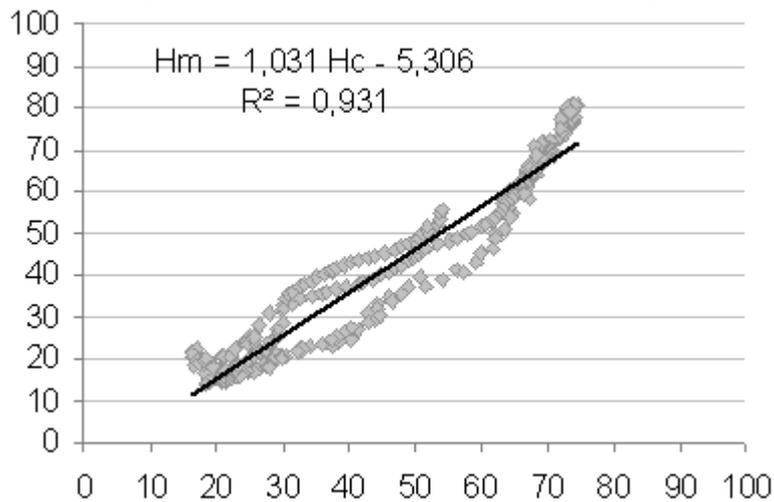


Figure 4.19: Humidité de l'air interne calculé vs Humidité mesurée

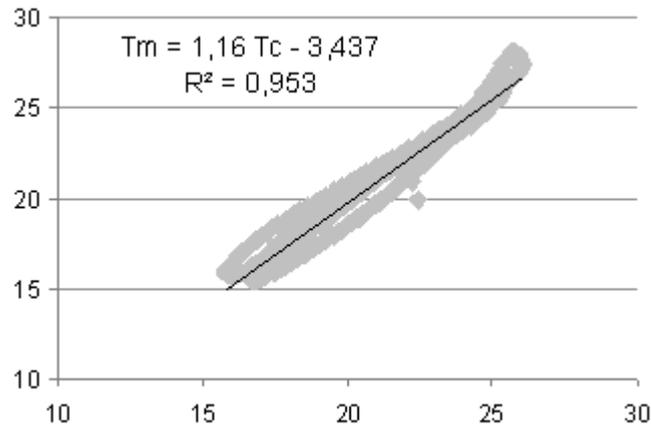


Figure 4. 20: Température du sol calculé vs Température mesurée

V.4.4 Conclusion

Un nouveau modèle de climat de la serre a été développé dans l'environnement TRNSYS pour prédire le microclimat à l'intérieur de la serre, l'utilisation de TRNSYS améliore le calcul des entrées du modèle. La validation du modèle a été effectuée pour une serre Venlo sous climat semi-aride ainsi que pour une serre tunnel plastique fermée sous climat tempéré océanique. Sur la base des résultats de la simulation et l'expérimentation, il a été montré que

- dans le cas de la serre Venlo, la méconnaissance du taux de ventilation, affecte sensiblement les résultats, ce paramètre n'est en réalité accessible que par voie expérimentale, il peut varier dans la journée avec la vitesse et la direction du vent, en plus des perturbations que peuvent avoir lieu durant l'expérimentation (ouverture et fermeture de la porte de la serre).
- Dans la serre tunnel fermée, l'effet de la ventilation est réduit. L'utilisation de différentes expressions du coefficient de convection entre le sol et la température intérieure en fonction de la direction du transfert de chaleur (convection du sol vers l'air intérieur ou vice versa) conduit à une meilleure prédiction du climat à l'intérieur. Nous avons proposé une expression plus générale du coefficient de transfert thermique par convection entre le sol et l'air intérieur valable durant toute une journée. Les modules de Serre et de Sol développés devraient à terme pouvoir être utilisés pour n'importe quelles géométries de serre, mais des améliorations sont encore nécessaires concernant le cas de serres ventilées. Des efforts de modélisation supplémentaires seront également nécessaires pour intégrer un modèle de sol plus précis tenant compte des variations des propriétés du sol en fonction de sa teneur en eau et de sa texture.

Chapitre V

Model de climat distribué de la serre

Introduction

La technique CFD est un outil de mécanique des fluides aujourd'hui largement employé pour simuler des écoulements de fluides, des transferts de chaleur et de masse, des changements de phase, des réactions chimiques, ou bien encore des interactions fluide-structure.

Cette technique permet de modéliser des mécanismes physiques tout en intégrant des contraintes de design. La qualité d'une étude de CFD est ainsi fonction non seulement de la physique disponible dans le logiciel pour modéliser le système, mais aussi de la compréhension qu'a le modélisateur de l'outil aussi bien du point de vue numérique que du point de vue de la physique intégrée dans le code de calcul.

Lorsque la CFD est utilisée correctement, elle peut ainsi permettre de mieux comprendre la physique des écoulements en jeu et de prédire des champs de vitesse, de température ou bien encore de concentration. Nous discuterons dans ce qui suit les modèles principaux sur lesquels les codes CFD sont basés, puis nous présenterons la méthodologie générale utilisée pour mettre en œuvre le logiciel.

V.1 Equations générales de l'outil CFD

Les développeurs de codes CFD ont le choix entre plusieurs techniques numériques pour discrétiser un domaine de calcul. Ces techniques incluent la méthode des différences finies, des éléments finis ou bien encore des volumes finis.

En raison des difficultés de traitement des géométries complexes, les différences finies sont rarement utilisées en ingénierie des écoulements. Les éléments finis ont quant à eux été utilisés avec succès pour modéliser l'interaction entre le vent et le bâtiment dans l'étude de bâtiments agricoles (Norton et al. 2007). Cependant à cause des difficultés rencontrées dans la formulation et la programmation de cette méthode, peu de codes de mécanique des fluides l'utilisent.

La simplicité de formulation et de programmation de la méthode des volumes finis a favorisé son utilisation en CFD. De ce fait, cette technique est actuellement la plus communément employée dans le design des structures agricoles (Fatnassi et al. 2006).

Les équations gouvernant l'écoulement d'un fluide et les échanges de chaleur traduisent des lois de conservation de masse, de quantité de mouvement ou de chaleur. Ces lois de conservation expriment des bilans entrée-sortie du système considéré. Elles s'écrivent ainsi :

- équation de continuité pour un écoulement conservatif : la masse du fluide entrant doit être la même que celui du fluide sortant.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (5.1)$$

- Conservation de quantité de mouvement : la somme des forces externes qui agissent sur une particule fluide est égale au tau de variation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad (5.2)$$

- Conservation de l'énergie : le tau de variation d'énergie d'une particule fluide est égal à l'apport de la chaleur augmenté du travail effectué sur la particule fluide.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_a T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j C_a T) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}) = S_T \quad (5.3)$$

Les logiciels de CFD résolvent ces lois de conservation discrétisées en un nombre finis de points définis par l'utilisateur dans le domaine de calcul.

Les études de CFD mettent en jeu trois étapes prédéfinies dans les logiciels : une étape de prétraitement des données, une étape de résolution des équations et une étape de post-traitement des résultats. Chacune de ces étapes représente une phase importante du processus de modélisation.

a- Phase 1 : pré- traitement

Cette phase consiste à identifier un ensemble d'éléments qui conditionnent le succès potentiel de l'opération de modélisation. Elle constitue par conséquent une étape essentielle de la définition du modèle. Dans les faits, l'utilisateur doit définir dans cette phase les caractéristiques du problème qu'il souhaite traiter, la géométrie du domaine de calcul et des éléments qui le composent, le maillage en tant que tel, les propriétés physiques du milieu ainsi que les paramètres de résolution du système d'équations.

b- Phase 2 : Résolution

L'environnement solveur, dans tous les logiciels de CFD organise le transfert des données du préprocesseur vers le solveur qui résout les équations discrétisées par des méthodes itératives. Ces méthodes itératives sont appliquées à chaque variable résolue. La technique de résolution SIMPLE par exemple (Semi Implicite Method for Pressure-Linked Equations), utilisée par la plupart des codes commerciaux, détermine le champ de pression indirectement à partir des équations de quantité de mouvement combinées à l'équation de continuité (Patankar et Spalding, 1972). Afin d'améliorer la convergence du processus itératif, d'autres algorithmes ont été développés par la suite pour s'adapter à des situations particulières telles que SIMPLER ou SIMPLEC.

c- Phase 3 post-traitement

L'environnement de post-traitement permet à l'utilisateur de visualiser et examiner le champ de la solution sous forme de contours, vecteurs et tracé de lignes, ce qui enrichit l'interprétation des résultats.

V.2 Représentation de la géométrie du bâtiment dans les modèles CFD

Quand la technique CFD a été utilisée pour la première fois pour modéliser l'aérodynamique dans des chambres ventilées mécaniquement, la géométrie de ces chambres était supposée symétrique avec des conditions aux limites bidimensionnelles et un écoulement présentant un caractère bidimensionnel (Timmons, 1984). Cependant, la validité de cette hypothèse dépendait des rapports d'aspect (largeur / hauteur et longueur /hauteur) puisque Bjerg et al. (1999) ont montré que lorsque le premier rapport est supérieur à un et le second est supérieur à trois, l'écoulement devient tridimensionnel.

A- Domaine de calcul dans la ventilation naturelle

La modélisation d'un bâtiment ventilé naturellement selon une méthode de type CFD donne lieu à trois approches possibles :

- a- le bâtiment et son environnement sont représentés par un seul domaine
- b - la région intérieure et extérieure du bâtiment sont représentées par deux sous- domaines distincts dans lesquels les équations sont résolues indépendamment avec interpolation et harmonisation des solutions aux interfaces.
- c – seul l'environnement intérieur est considéré

L'avantage de la première approche (a) est que les environnements interne et externe sont directement couplés. Cependant, il y a un coût de calcul élevé dû à la nécessité de mailler l'environnement périphérique ainsi que les régions situées en amont et en aval du bâtiment en plus de l'intérieur du bâtiment (qui requiert souvent un maillage plus raffiné). Le temps de calcul peut ainsi rapidement devenir prohibitif (Boulard et al, 2002). Cependant, sur ce point particulier, le développement des maillages non structurés a permis de gagner en efficacité ces dernières années (Shklyar and Arbel, 2004).

La seconde approche (b) n'est pas souvent employée, bien que quelques études sur la ventilation naturelle à grande échelle aient utilisé cette technique (Jiang et Chen, 2002) Pour autant, le couplage direct de l'environnement interne et externe n'a pu être réalisé en raison de l'insuffisance des calculateurs.

La troisième approche a montré dans certains cas que la solution obtenue ne reflète pas physiquement le régime d'écoulement (Simonetti et Fracastoro, 2008)

B- Interaction entre le bâtiment, le climat externe et interne

En plus des équations de Navier-Stokes, d'autres mécanismes susceptibles d'influencer la dynamique de l'écoulement doivent être considérés. Il s'agit notamment de la prise en compte du caractère turbulent de l'écoulement, de l'assimilation de certaines parties du système à un milieu poreux (le végétal ou les filets anti-insectes), ou bien encore des échanges de masse et de chaleur induits par le végétal avec le milieu environnant.

V.3 Modèle de Turbulence

La ventilation est généralement associée à des mouvements turbulents. La turbulence trouve son origine dans les frottements induits par les gradients de vitesse. Tandis que les équations de Navier-Stokes peuvent être résolues directement dans le cas d'un écoulement laminaire, il n'en va pas de même pour les écoulements turbulents puisque la simulation de toutes les échelles qui entrent alors en jeu serait extrêmement coûteuse en moyens informatiques et en temps de calcul. Pour cette raison, il est usuel d'adopter une approche statistique dans laquelle les équations de Navier-Stokes sont moyennées au sens de Reynolds (RANS), ce qui fait apparaître six variables additionnelles (contraintes de Reynolds) qui doivent donc ensuite être modélisées par un système d'équations approprié pur pouvoir résoudre toutes les inconnues.

À l'heure actuelle, il y a beaucoup de modèles de turbulence disponibles, et leurs performances se sont assez largement améliorées ces dernières années. Cependant, il

convient de noter qu'aucun des modèles de turbulence existants n'est universel, i.e. leur capacité à prédire un écoulement dépend foncièrement de la géométrie du système étudié et des caractéristiques de l'écoulement.

a- Le modèle k- ϵ

Ce modèle est un modèle semi-empirique basé sur des équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k et son taux de dissipation ϵ

Le modèle standard k- ϵ présuppose que la turbulence est isotrope et utilise une équation différentielle de transport d'une échelle de vitesse et une autre d'une échelle de longueur turbulente. Le modèle standard k- ϵ est le modèle le plus souvent utilisé pour décrire la partie turbulente de l'écoulement dans les problèmes concernant la ventilation des bâtiments. Malgré son succès, ce modèle a des limites. En effet, il considère que la turbulence est dissipée là où elle est générée. Le modèle suppose qu'une fois que l'énergie turbulente est générée aux grandes échelles (grands tourbillons) elle est tout aussitôt distribuée à l'ensemble du spectre. En général, ce n'est pas le cas, parce que le transfert de l'énergie des grands tourbillons où la turbulence est produite aux petits tourbillons où la dissipation de la turbulence se produit n'est pas automatique. Un laps de temps peut intervenir entre la production et la dissipation de la turbulence.

b- Le modèle RNG k- ϵ :

Ce modèle est dérivé des équations de Navier-Stokes instantanées, en utilisant les méthodes RNG (Choundhury, 1993). Le modèle RNG k- ϵ est semblable au modèle standard k- ϵ , mais il inclut des modifications de l'équation du taux de dissipation qui améliorent considérablement la précision.

c- bLe modèle k- ϵ réalisable:

Le terme « réalisable » signifie que le modèle satisfait certaines conditions mathématiques sur les contraintes normales, conformément à la physique des écoulements turbulents. Il adopte une nouvelle formulation de la viscosité turbulente et un nouveau modèle de l'équation dissipation.

d- Le modèle RSM (Reynolds Stress Model) :

Ce modèle effectue le calcul des composantes du tenseur de Reynolds en résolvant pour chacune d'elle une équation différentielle de transport. (Launder et al, 1975). Ce modèle introduit ainsi automatiquement dans les équations du transport les termes tenant

compte des effets anisotropes des contraintes. Cette caractéristique non-isotrope de la turbulence joue un rôle très important dans les écoulements où la flottabilité joue un rôle important.

Bartzanas et al.(2007) ont étudié la sensibilité des modèles de turbulence dans le cas particulier d'écoulement d'air dans les bâtiments agricoles (notamment les serres). Ils ont utilisé la CFD pour analyser la précision des quatre modèles de turbulence cité ci-dessus en les comparant à des données expérimentales acquises dans une serre de production. Ils ont trouvé comme il indiqué sur la figure 5.1, que les deux modèles $k-\epsilon$ standard et $k-\epsilon$ réalisable sous-estiment la vitesse de l'air dans l'ensemble de la serre. Ils ont conclu aussi que les deux autres modèles $k-\epsilon$ RNG et RS sous-estiment la vitesse uniquement au centre de la serre et ils surestiment au voisinage des ouvrant quand la vitesse atteint son maximum. Quand à l'influence du choix du modèle de turbulence sur la valeur prédite de la température, les résultats sont indiqués dans le tableau 5.1.

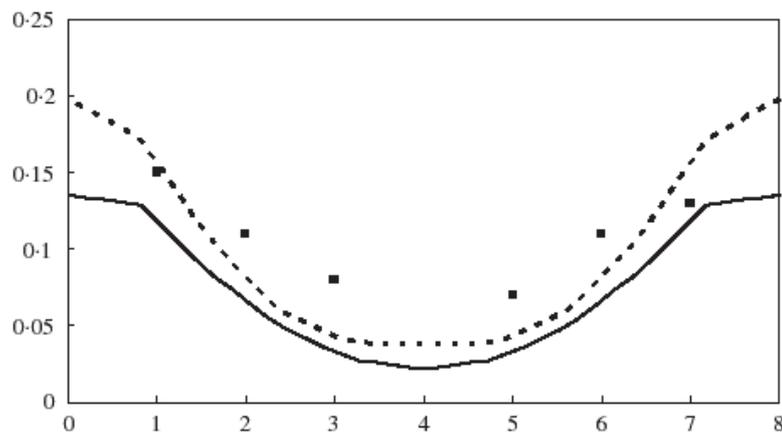


Figure 5. 1: Vitesse de l'air le long de la serre à 1.1 m du sol. : $k-\epsilon$ standard — $k-\epsilon$ réalisable ■ ■ ■ Expérimentales (d'après Bartzanas et al.,2007)

Tableau 5.1 : Influence du model de turbulence sur la différence de température (intérieure extérieure) de la serre, valeur expérimentale 1.3 °C.

Model de turbulence	Différence de température °C	
	Valeur moyenne	Ecart type
k-ε Standard	1.34	0.34
k-ε RNG	1.18	0.37
k-ε Réalisable	1.44	0.35
RS	1.17	0.32

V.4 Modélisation du climat distribué de la serre

a- Domaine d'étude.

Le modèle numérique 2D considère la serre dans son environnement. Les dimensions du domaine de calcul sont : 36 m de hauteur, 126 m de longueur. Du fait que la direction des vents dominants est Ouest, La serre est placée à 30 m de la limite Ouest du domaine et à 87 m de la limite Est. Avec un tel positionnement, on évite le phénomène des boucles de recirculation d'air après son passage au niveau de « l'obstacle serre », et il n'y aura pas d'interférences à la sortie du domaine, quelque soit la direction du vent.

Le maillage est effectué à l'aide du logiciel Gambit2.4. Dans notre étude nous avons opté pour un maillage triangulaire non uniforme. Il est préférable d'utiliser ce type de maillage à cause des formes curvilignes de la structure de la serre (Figure 5.1). On observe bien que le maillage est beaucoup plus fin à l'intérieure de la serre, et il devient de plus en plus large en s'éloignant de la serre (figure 5.2).

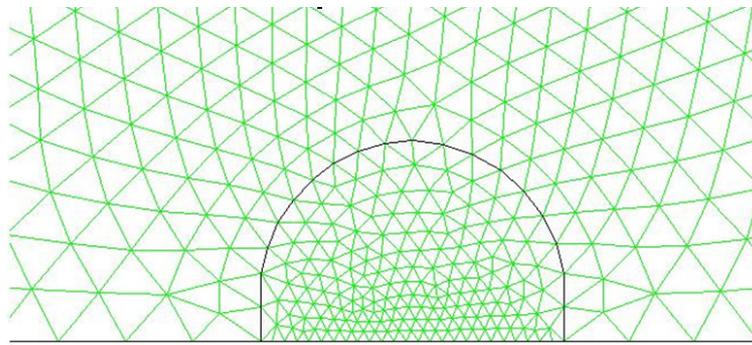
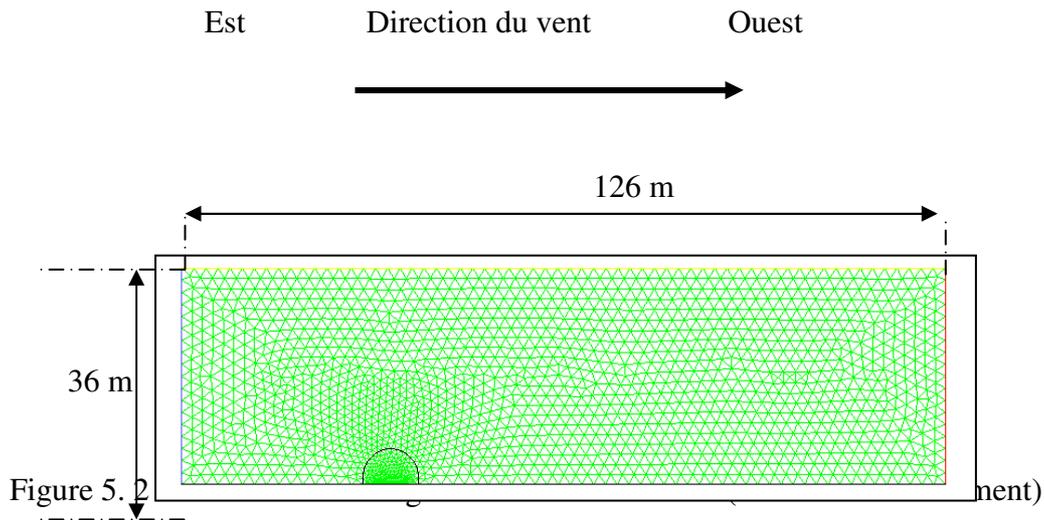


Figure 5. 3: détail du maillage du domaine interne

b- Description du modèle

La serre étudiée pour la modélisation couplée est une serre tunnel décrite dans le chapitre 4. Le maillage utilisé est triangulaire, contient 3347 mailles et 1795 nœuds.

La paroi de la serre est en polyéthylène ($c_p = 1900 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$;
 $k = 0.29 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$)

Les propriétés thermiques de la terre ($c_p = 11600 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$,
 $k = 1.9 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$)

La serre est considérée comme étant parfaitement étanche.

L'équation d'état reliant la densité de l'air à l'état thermodynamique, c'est-à-dire sa température et sa pression. Principalement, il y a deux méthodes pour modéliser la flottabilité. La première est celle connue sous le nom de l'approximation de Boussinesq

$$\rho = \rho_{ref} [1 - \beta (T - T_{ref})] \quad (5.4)$$

Avec :

- ρ_{ref} est la masse volumique de référence (kg.m^{-3}) et ρ est la masse volumique de la particule fluide.

- β est le coefficient d'expansion thermique de l'air, il exprimé par l'équation suivante :

$$\beta = - \frac{1}{\rho_{ref}} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (5.5)$$

Cette approximation suppose les hypothèses suivantes :

- Les variations de la masse volumique est négligeable dans les équations de conservation, sauf dans le terme qui correspond à la force de gravité dans l'équation de conservation de quantité de mouvement.
- La variation de la densité en fonction de la température est linéaire ; alors que toutes les autres propriétés demeurent constantes.

La différence de température dans le champ d'écoulement ne dépasse pas 30°C.

L'approximation de Boussinesq suppose que l'air est sec, dans le cas où l'air est humide (mélange d'air sec et de vapeur d'eau), l'approximation de Boussinesq est invalide on utilise l'autre méthode qui consiste à considérer l'air comme étant un gaz parfait :

$$\rho = \frac{W_a P_{ref}}{RT} \quad (5.-6)$$

Avec W_a la masse molaire de l'air en (Kg.Kmol-1)

R est la constante des gaz parfait en (J. Kmol-1. K-1)

Nous avons considéré que l'air à l'intérieur comme à l'extérieur de la serre est humide (Dans ce cas la densité du mélange obéi à la loi des gaz parfait et non pas à l'hypothèse de Boussinesq (Fluent, Norton et al., 2007,)), cependant nous avons trouvé quelques travaux (Kim et al. 2007 ; Kim et al. 2008 et Mahdoubi et al. 2009) qui utilisent l'hypothèse de Boussineq tout en considérant l'air est humide .

Le modèle utilisé sous Fluent résout les équations de transport de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. De plus, le modèle $k - \varepsilon$ standard a été activé pour décrire le transport turbulent, et le modèle de gaz parfait également pour prendre en compte la variation de densité en fonction de la température. Enfin le transport d'espèce a était activé pour tenir compte la vapeur d'eau dans l'air.

c- Conditions aux limites

Pour la modélisation des conditions aux limites, nous distinguons les conditions se t suivantes :

A l'entrée du domaine (condition du type velocity inlet), les profils de la vitesse du vent (loi logarithmique), l'énergie cinétique turbulente k [m^2/s^2] et le taux de dissipation ε [m^2/s^3] sont imposés selon Richards et Hoxey (1993) ; Ces profils sont valable lorsque la turbulence dans la couche limite trouve son origine uniquement des frottements et des cisaillements et non pas de la stratification thermique.

Le profil logarithmique de vitesse est exprimé comme suit :

$$u_x(y) = \frac{u^*}{\kappa} \ln\left(\frac{y + y_0}{y_0}\right) \quad (5.7)$$

Avec $\kappa = 0.4187$ (constante de Von Karman), y est la hauteur au dessus du sol, y_0 est l'épaisseur de rugosité. $y_0 = 0.03 \text{ m}$ dans le cas d'un sol faiblement couvert par la végétation et contient des obstacles isolés (Wieringa, J. 1992). et

$$u^* = \frac{\kappa \cdot u_{ref}}{\ln\left(\frac{H + y_0}{y_0}\right)} \quad (5.8)$$

Avec u_{ref} la vitesse de référence à la hauteur H . Nous prendrons $H = 10 \text{ m}$.

Quand au profile de température, Panofsky et Dutton, (1984) préconisent un profile de température constant, ce profile constitue une bonne approximation dans le cas d'un flux nul au niveau du sol et lorsque la hauteur du domaine considéré est relativement faible, Defraeye et al. (2010), a considéré cette hypothèse pour une hauteur de 60 m. Dans notre étude nous adoptons un profile de température constant.

Les profils de grandeurs turbulentes (l'énergie cinétique turbulente k et la dissipation ε) sont déduits du profil de vitesse selon les formulations suggérés par Richards et Hoxey (1993) :

$$k = \frac{u^{*2}}{\sqrt{C_\mu}} \quad (5.9)$$

Où $C_\mu = 0.09$ est un paramètre constant

$$\varepsilon = \frac{u^{*3}}{K \cdot (y + y_0)} \quad (5.10)$$

- Au niveau de la limite supérieure du domaine, la condition (symétrie) est imposée. Ce qui suppose que la composante normale de la vitesse et le gradient de vitesse normal a cette limite sont nuls.
- A la sortie du domaine au niveau de la limite Oust (condition du type outlet), les flux diffusifs de toutes les variables exceptée la pression sont supposés nuls dans la direction normale à la frontière.
- les parois de la serre sont du type (wall) la température est imposée.

Comme il n'est pas nécessaire de résoudre les équations pour déterminer la distribution de la température et l'humidité dans le domaine extérieur, nous avons séparé le domaine intérieur et le domaine extérieur, pour le domaine extérieur nous avons imposé une température et une humidité fixe.

d- Paramètres numériques

En ce qui concerne les schémas de discrétisation des équations, un schéma amont d'ordre 2 (second Order Upwind) est généralement choisi, à partir d'une première solution convergée par un schéma amont d'ordre 1 (First Order Upwind). (Ould khaoua , 2006). Dans cette étude nous avons utilisé un schéma d'ordre 2. L'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for pressure-Linked Equation) pour le couplage pression-vitesse. Pour contrôler la convergence de la solution, nous avons fixé pour l'ensemble des équations résolues un critère égal à 10^{-04} .

V.5 Résultats de simulation

Les figures 5.4, 5.5 et 5.6 montrent respectivement les contours de vitesses, de températures et d'humidité simulées.

a- Profils de vitesse

Au vu des figure 6.4 (a, b et c), les profils de vitesses font apparaître des structures deux boucles contrarotatives; l'air circulant près du sol se réchauffant monte au milieu de la serre, se refroidit près des toits et redescend le long des parois.

b- Profils de température

Les profils de températures (figure 5.5 b) montrent que, hormis au voisinage immédiat du sol, l'amplitude de la température intérieure n'excède pas 4K.

c- Profils de température

La serre étant supposée parfaitement étanche, c'est pour cette raison qu'on observe sur la figure 5.5.a un gradient important entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Le profile d'humidité à l'intérieur de la serre représenté sur la figure 5.6.b, on observe qu'au milieu de la serre l'humidité relative est la plus faible, deux zones de part et d'autre où on observe qu'un gradient d'humidité qui augment puis diminue en se rapprochant des parois. Nous remarquons une certaine analogie entre le profile des humidités et celui des vitesses.

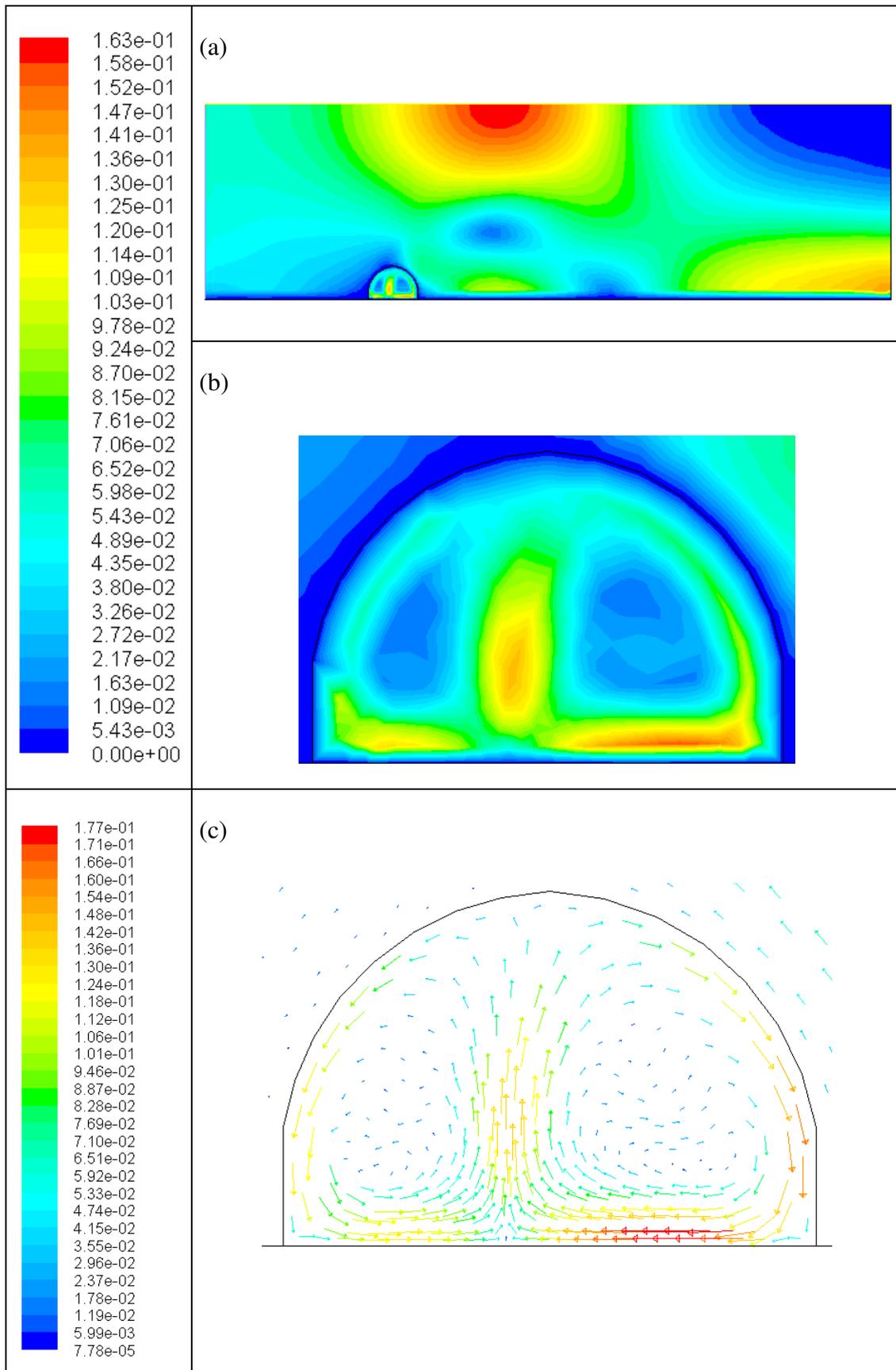


Figure 5. 4 : Contours des vitesses dans : (a) domaine entier, (b) à l'intérieur de la serre

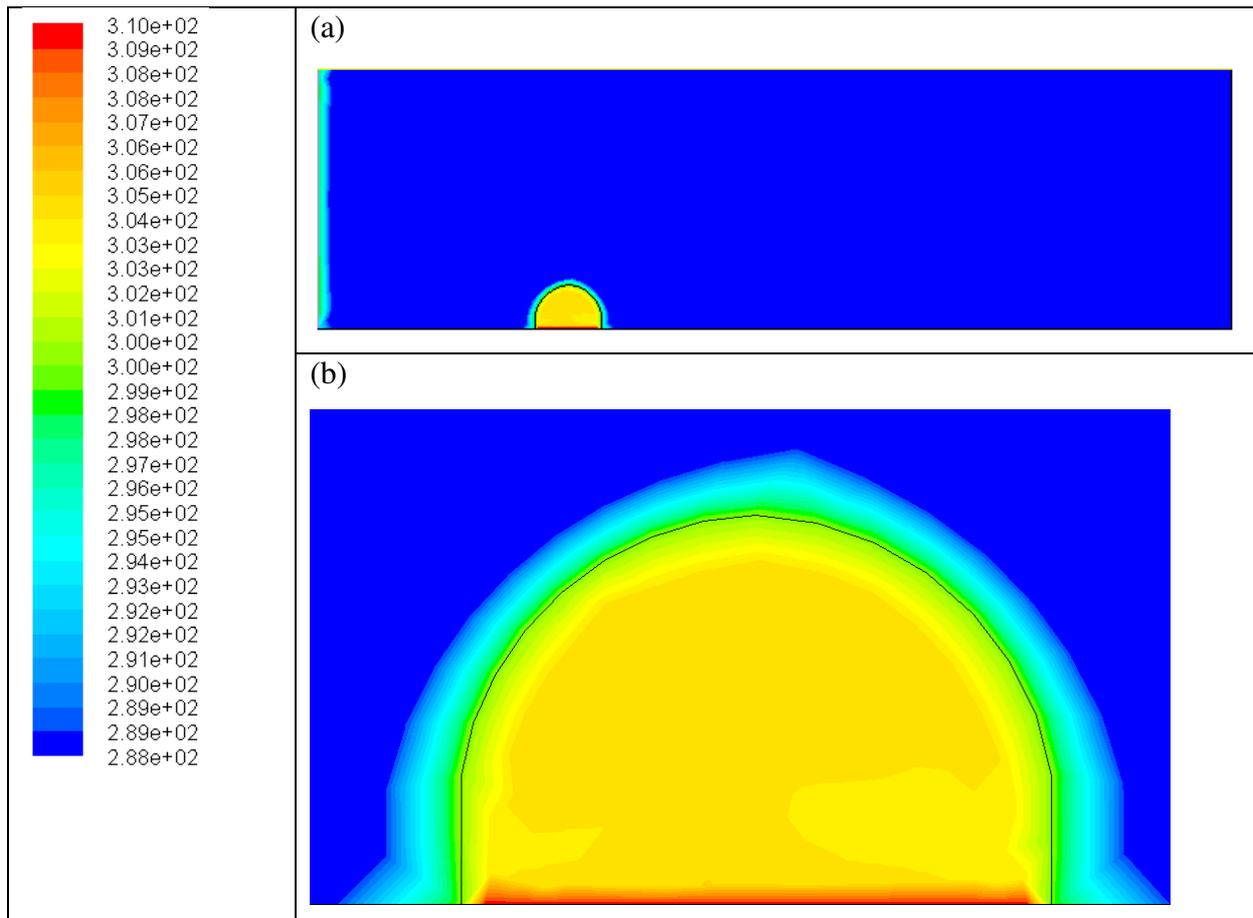


Figure 5. 5 : Contours des températures dans : (a) domaine entier, (b) à l'intérieur de la serre

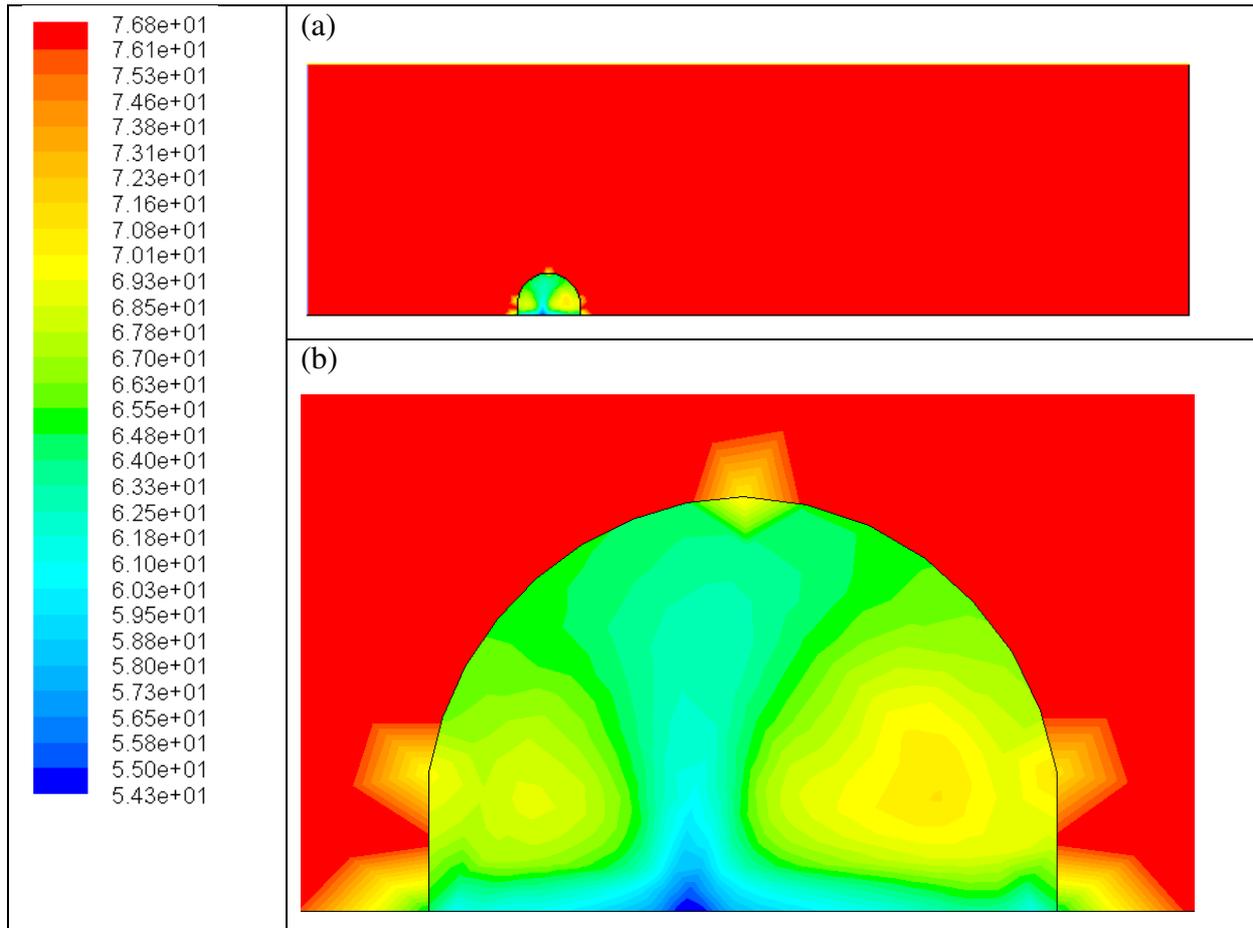


Figure 5.6 : Contours des humidités dans : (a) domaine entier, (b) à l'intérieur de la serre

Chapitre VI

Cosimulation TRNSYS-Fluent: méthodes, stratégie et résultats

Introduction

La cosimulation permet d'introduire des conditions aux limites beaucoup plus réalistes qu'auparavant dans les modèles de CFD. En effet, dans l'essentiel des études de CFD réalisées jusqu'à présent, des forçages artificiels consistant à imposer des températures mesurées (ou estimées) ont fréquemment été mis en oeuvre. Dans la cas de la cosimulation, les conditions aux limites que nous proposons d'introduire dans le modèle CFD sont fournies par le modèle ES. Elles sont plus réalistes du fait qu'elles sont variables dans le temps, et elles dépendent essentiellement des conditions météorologiques. Le modèle CFD à son tour fournit des coefficients de convection plus adaptés à la configuration étudiée, que ceux donnés par les corrélations. En effet, des études de sensibilité du coefficient de convection ont montré que le choix de la corrélation peut entraîner une variation de 20 à 40% sur les besoins énergétiques du bâtiment (Emmel et al., 2007).

VI.1 Couplage entre ES et CFD

VI.1.1 Motivations du Couplage ES-CFD

Le microclimat dans une serre peut être appréhendé via l'analyse de paramètres tels que la température et la vitesse de l'air. En présence d'un système de chauffage ou de refroidissement, la distribution de ces paramètres n'est pas uniforme et le microclimat à l'intérieur de la serre est très hétérogène.

Le programme de simulation complet doit être en mesure de :

- Calculer les champs à l'intérieur de la serre
- Analyser la thermique de l'enveloppe et de l'air intérieur
- Réaliser le bilan hydrique y compris l'évapotranspiration, l'humidification de l'air et la condensation
- Simuler la thermodynamique des équipements technique (chauffage, refroidissement, ventilation)

- S'adapter à des configurations géométriques complexes

La plupart des programmes existants ne remplissent pas entièrement les cinq fonctions indiquées dans le tableau (6.1).

Tableau 6.1: Quelques fonctions typiques des programmes ES et CFD d'après Zhai et Chen (2005).

Fonctions	ES	CFD
Conditions climatiques et impact solaire	Oui	Non
Environnement thermique de l'enveloppe	Oui	Non
Consommation Energétique	Oui	Non
Champs de la température, vitesse, humidité et turbulence	Non	Oui
Taux de ventilation	Non	Oui
Concentration de CO2	Non	Oui

Les logiciels existants utilisent en général l'une des deux méthodologies suivantes : soit ils s'appuient sur une analyse énergétique du système (méthode ES), soit ils répondent à une approche de type CFD. Les deux méthodologies considèrent le problème de manière différente: discrétisation du domaine distribué selon les capacités thermiques pour la première et discrétisation du domaine fluide dans la seconde.

Dans le contexte ES, le système « serre » est décomposé en un nombre de régions qui ont des propriétés uniformes inter-reliées. Ces régions correspondent à la couverture, l'air intérieur, le couvert végétal et le sol. Elles sont interconnectées par le biais de résistances thermiques/hydrique. Dans cette approche, les régions considérées sont relativement grandes.

L'approche CFD est basée sur la résolution des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie en un certain nombre de points de l'espace. La CFD permet ainsi d'appliquer les principes de conservation à une échelle spatiale relativement réduite et de décrire des écoulements complexes avec une bonne précision. Cependant, le nombre de mailles et la demande en calcul augmentent sensiblement avec la taille et la complexité du domaine. En conséquence, beaucoup de simulations de CFD concernant les serres ont été menées en 2 dimensions. Habituellement, le modélisateur doit fournir les conditions aux limites sous forme de température de parois ou de flux de chaleur au niveau de

l'enveloppe de la serre. Ceci constitue en réalité un forçage artificiel du fait que les températures de paroi résultent de bilans thermiques qui font intervenir le climat extérieur (et notamment les rayonnements de grande et courte longueur d'onde).

Au regard des caractéristiques des deux approches, les méthodes ES et CFD traitent différentes parties du problème. La méthode ES se concentre sur le système global dans le sens où plusieurs aspects sont pris en compte tels que les systèmes de chauffage ou refroidissement, ou encore les systèmes de contrôle. La CFD offre quant à elle une bonne résolution spatiale des écoulements et transferts, mais son usage peut être rapidement entravé par la lourdeur des calculs et l'analyse de l'écoulement se limite de ce fait bien souvent à quelques composants spécifiques. Chaque méthode a donc ses limites :

La méthode ES ne tient pas compte de l'écoulement d'air dans le bâtiment et le coefficient de convection à la surface interne ne peut donc pas être calculé. Les flux thermiques, la température et l'humidité ne sont donc pas très bien représentées, ce qui compromet l'évaluation de la performance du système global.

Nous avons déjà indiqué plus haut que la CFD présente quelques lacunes quant à la description fine des conditions aux limites dynamiques (telle que la température de surface). Cette nécessité d'information appropriée aux limites peut conduire à une imprécision de la modélisation.

Nous observons bien que les déficiences des deux approches se recouvrent mutuellement (tableau 6.1) et une combinaison des deux devrait permettre de surmonter de tels problèmes. ES peut fournir des conditions aux limites appropriées pour accélérer les calculs de champs tandis que réciproquement, les gradients bien évalués par la CFD peuvent être utilisés par ES pour mieux prédire le système global. La combinaison de leurs fonctionnalités étend ainsi le potentiel de modélisation de chaque méthode.

En résumé, il y a quelques points importants qui motivent le couplage entre ES et CFD.

- La CFD est un des outils qui peuvent être utilisés par les designers..
- ES représente aussi un outil important de design, pour des raisons de conformité du code et de certification de la qualité environnementale du bâtiment. Les simulations doivent être effectuées sur de longues périodes allant

jusqu'à une année. Dans ce cas la CFD ne peut être effectivement pas utilisée sans faire appel à l'ES (Gosselin et al., 2007)

- Une utilisation typique de la CFD dans la conception des bâtiments consiste à tester les cas les plus défavorables : les pires scénarios qui ne surviennent qu'à certains moments de la journée et à une certaine époque de l'année. Donc l'utilisation de la CFD ne peut être que ponctuelle. Actuellement, on ne peut pas imaginer de simulation CFD pour chaque heure tout au long de l'année. En effet non seulement il n'est pas possible de le faire mais aussi il serait superflu de le faire.
- L'utilisation avancée de la CFD consiste à mettre en œuvre une simulation couplée avec la simulation énergétique (ES). ES peut fournir les conditions aux limites pour la CFD, qui comprennent les températures de la paroi plus éventuellement des températures d'entrée-sortie du système de climatisation. À son tour, ES reçoit une « mise à jour » du coefficient de convection calculé par la CFD. La simulation couplée ES-CFD est généralement réalisée à des pas de temps prédéterminés par le concepteur du bâtiment, tandis que la plupart des simulations CFD (du système serre) sont menées en régime stationnaire.

VI.1.2 Structure de Couplage ES-CFD

Le Couplage entre ES et CFD peut être effectué soit en interne (figure 6.1) : la CFD est intégrée à l'intérieur du code ES comme dans les travaux de Beusoleil-Morrison (2000, soit en externe (figure 6.2), comme dans les travaux de Djunaedy (2005) qui a couplé Fluent avec le code ESP-r via une interface.

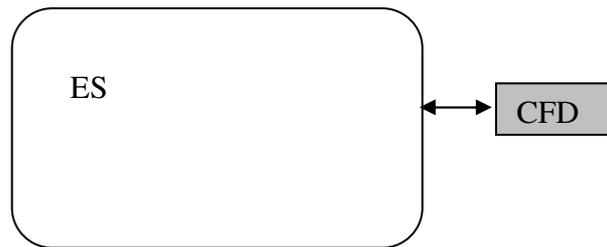


Figure 6.1: représentation schématique du couplage externe

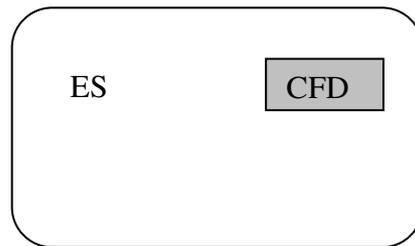


Figure 6.2: représentation schématique du couplage interne.

VI.1.3 Procédure de Couplage ES-CFD

Si la cosimulation par couplage de différents codes est très en vogue de nos jours, les premiers travaux ont commencé vers la fin des années 1990. Negrão (1997) a intégré la CFD dans le code de simulation énergétique des bâtiments ESP-r. Par la suite Beausoleil-Morrison (2000) a développé le couplage adaptatif, pour s'assurer que le modèle de turbulence approprié est bien configuré à chaque pas de temps. Ils ont ensuite introduit un «contrôleur de conflit» dans le but d'améliorer la précision (Beausoleil-Morrison, 2002). La nature de la convection sur chaque surface est déterminée via le calcul des nombres adimensionnels de Grashof (Gr) et de Reynolds (Re). Le nombre de Grashof qui est le rapport des forces gravitationnelles sur les forces visqueuses, indique dans quel mesure l'écoulement gravitationnel est prépondérant sur une surface donnée, tandis que le nombre de Reynolds (rapport des forces d'inertie sur les forces visqueuses) indique dans quelle mesure l'écoulement est forcé.

Les nombre de Reynolds et Grashof sont définis comme suit :

$$Re = \frac{UL}{\nu}$$

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

Où U est la vitesse caractéristique de l'écoulement, L la longueur caractéristique, ν est la viscosité cinématique de l'air, g l'accélération de la pesanteur, β le coefficient de dilatation thermique de l'air, ΔT représente l'écart de température entre l'air et la paroi solide.

La CFD s'appuie sur les équations de conservation qui prennent la forme générale suivante :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + (V \cdot \nabla) \Phi - \Gamma_{\Phi} \nabla^2 \Phi = S_{\Phi} \quad (6.1)$$

Selon la nature de Φ et de S_{Φ} on a :

a- l'équation de continuité :
$$\frac{\partial V_i}{\partial X_i} = 0 \quad (6.2)$$

b- l'équation de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho V_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho V_i V_j}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial V_i}{\partial X_j} + \frac{\partial V_j}{\partial X_i} \right) \right] + \rho \beta (T_0 - T) g_i \quad (6.3)$$

L'influence de la turbulence est prise en compte dans le terme μ_{eff} où

$$\mu_{eff} = \mu_t + \mu \quad (6.4)$$

μ_t est la viscosité turbulente et μ la viscosité du fluide (air).

$$\mu_{eff} = 0.03874 \rho l \quad (6.5)$$

Avec l , échelle de longueur qui représente la distance à la surface la plus proche de l'enceinte (Chen and Xu, 1998)

c- l'équation de conservation d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial \rho V_i T}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\Gamma_{Teff} \frac{\partial T}{\partial X_j} \right) + \frac{q}{C_p} \quad (6.6)$$

Γ_{Teff} : Coefficient de diffusion turbulent effective

$$\Gamma_{Teff} = \frac{\mu_{eff}}{Pr_{eff}} \quad (6.7)$$

$Pr_{eff} = 0.9$: Nombre de Prandtl pour l'air

q : Source de chaleur

C_p : Chaleur spécifique

Pour le transfert de masse, dans l'équation (6.1) $\Phi=C$, concentration pour différents constituants tel que le CO_2 ou bien encore la vapeur d'eau dans le cas des serres.

La résolution des équations (6.1) à (6.7) peut nous donner des informations sur l'écoulement. Cependant, il importe de définir les conditions aux limites appropriées pour pouvoir résoudre ces équations de conservation. Dans une serre, ces conditions aux limites incluent les températures aux surfaces de la paroi, la vitesse de l'air et la température à la sortie du diffuseur, etc. Ces conditions aux limites peuvent être obtenues par le programme ES.

Selon l'approche ES, autour du nœud représentant l'air intérieur, le bilan d'énergie s'écrit :

$$\rho_{ci} V_{Ci} C_{pi} \frac{dT_{ai}}{dt} = \sum_{i=1}^{Ns} Q_{ai,i}^c + Q_{ai,s}^c + Q^{ren} \quad (6.8)$$

L'étude du transfert de chaleur par convection, se résume ainsi à la détermination du coefficient de transfert convectif. En réalité ce coefficient dépend de la vitesse du fluide, de la géométrie et de la différence de température. La littérature fournit différentes relations empiriques pour le calcul du coefficient de transfert convectif. Les expressions de ce coefficient varient d'un auteur à un autre. Cependant il n'existe pas de relation universelle pouvant être utilisée pour tout type de serre et sous n'importe quelles conditions environnementales (Roy et al., 2002)

L'échange par convection entre une paroi et l'air intérieur s'exprime sous la forme :

$$Q_{ai,i}^c = A_i h_{ai,i}^c (T_i - T_{ai,i}) \quad (6.9)$$

Le coefficient de transfert convectif est déterminé par la relation suivante :

$$h_{ai,i}^c = \frac{\mu_{eff}}{Pr_{eff}} \frac{C_p}{\Delta X_j} \quad (6.10)$$

Où ΔX_j est la distance entre la surface et la position de mesure ou de calcul de $T_{ai,i}$

Nous pouvons écrire l'équation (6.9) sous la forme suivante (Fig. 6.3):

$$Q_{ai,i}^c = A_i h_{ai,i}^c (T_i - T_{ai,i}) = A_i h_{ai,i}^c (T_i - T_{ai,i} + T_{ai} - T_{ai}) \quad (6.11)$$

Ou encore

$$Q_{ai,i}^c = A_i h_{ai,i}^c (T_i - T_{ai}) - A_i h_{ai,i}^c (T_{ai,i} - T_{ai}) \quad (6.12)$$

$$Q_{ai,i}^c = A_i h_{ai,i}^c (T_i - T_{ai}) - A_i h_{ai,i}^c \Delta T_{i,ai} \quad (6.13)$$

$$Q_{ai,i}^c = A_i h_{nom} (T_i - T_{ai}) \quad (6.14)$$

D'où :

$$h_{nom} = h_{ai,i}^c - h_{ai,i}^c \frac{\Delta T_{i,ai}}{(T_i - T_{ai})_{i,ai}} \quad (6.15)$$

Les températures $T_{ai,i}$ sont calculées par CFD alors que T_i est calculé par ES

L'échange de données se fait comme suit :

Dans l'étape CFD→ES: transfert de $\Delta T_{i,air}$ et $h_{ai,i}^c$

Dans l'étape ES→CFD : transfert de T_i

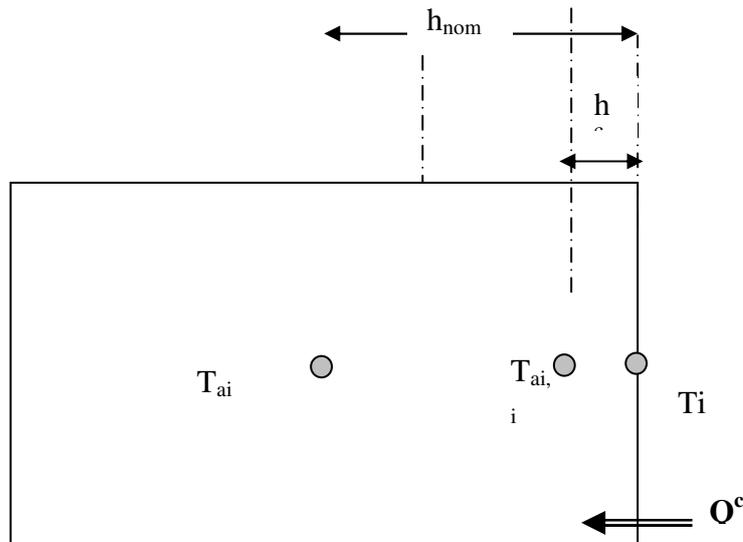


Figure 6. 3 Variables utilisées dans le couplage ES-CFD

Les échanges de données pour effectuer le couplage thermo-aéraulique peuvent se faire en suivant l'une des 6 méthodes représentées sur la figure 6.4

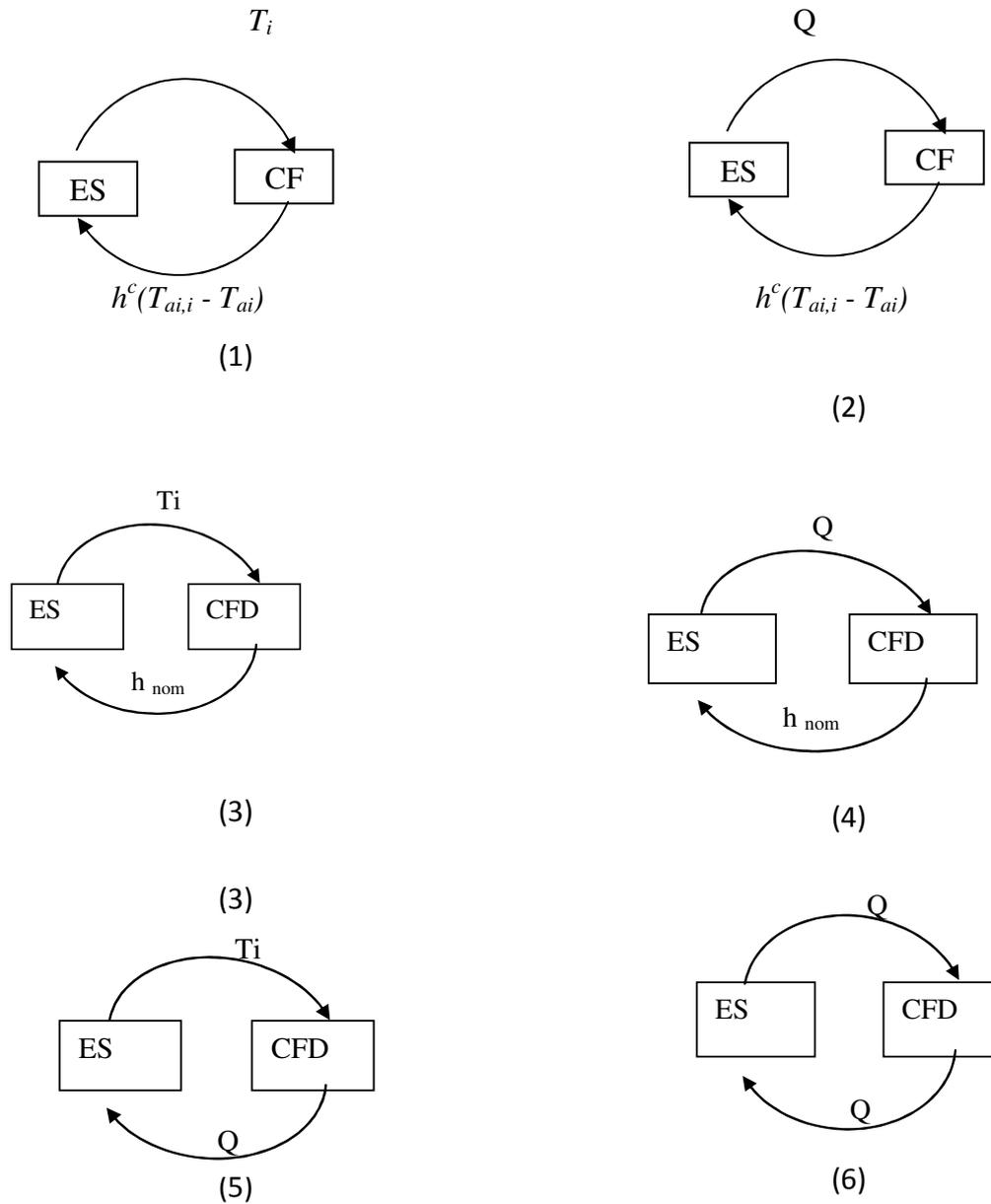


Figure 6. 4 : représentation des 6 méthodes d'échange de données entre le modèle thermique et le modèle aéraulique

VI.1.2 Méthodes de couplage

A chaque pas de temps, le couplage entre l'aéraulique et la thermique est réalisé par l'une des méthodes suivantes :

La méthode « ping-pong » (Fig. 6.5) dans laquelle le modèle thermique et le modèle aéraulique sont activés d'une manière séquentielle au sens où l'un utilise les résultats de l'autre obtenus au pas de temps temps précédent et ainsi de suite.

La méthode « oignon » dans laquelle les modèles thermique et aéraulique sont activés simultanément, les itérations sont effectuées sur le même pas de temps, jusqu'à la convergence.

Le résultat final dépend manifestement de l'évolution des conditions aux limites dans le temps. Par conséquent, la valeur du pas de temps utilisée dans l'application de ces méthodes doit être prise en considération avec soin.

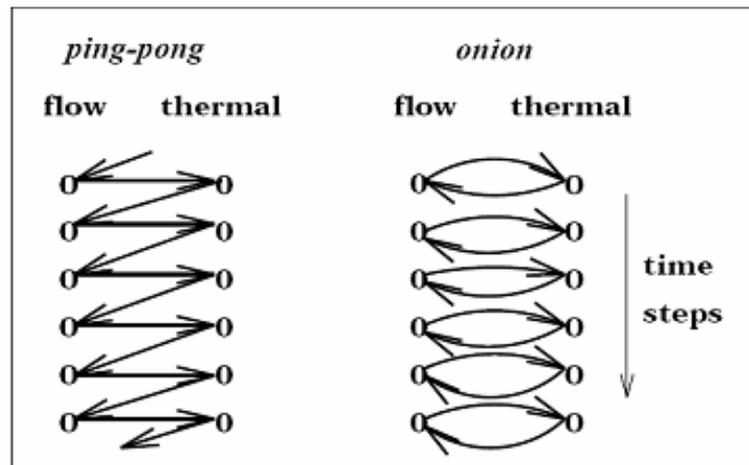


Figure 6. 5: Représentation schématique de l'approche découplée dite « ping-pong » et de l'approche couplée itérative dite « oignon » (d'après Hensen, 1999).

VI.1.2 Stratégie de couplage.

Bien que l'approche de couplage discutée ci-dessus apparaisse simple, le couplage est en pratique très difficile en raison des disparités entre les modèles physiques et les schémas numériques employés dans les approches ES et CFD. Il existe trois principales disparités,

- la première disparité concerne l'échelle de temps. ES considère une échelle horaire alors que la CFD met en jeu une échelle de temps de quelques secondes.

- La deuxième disparité réside dans les modèles eux-mêmes. Pour ES, les variables du microclimat interne sont des valeurs moyennes de l'espace considéré alors que la CFD résout les champs distribués de ces variables.
- La dernière disparité est liée au temps de calcul. L'exécution du programme ES prend quelques secondes pour une simulation allant d'une journée à quelques semaines et ne prend pas beaucoup d'espace mémoire alors que dans le cas de l'exécution du programme CFD il faut compter quelques heures et disposer d'un grand espace mémoire.

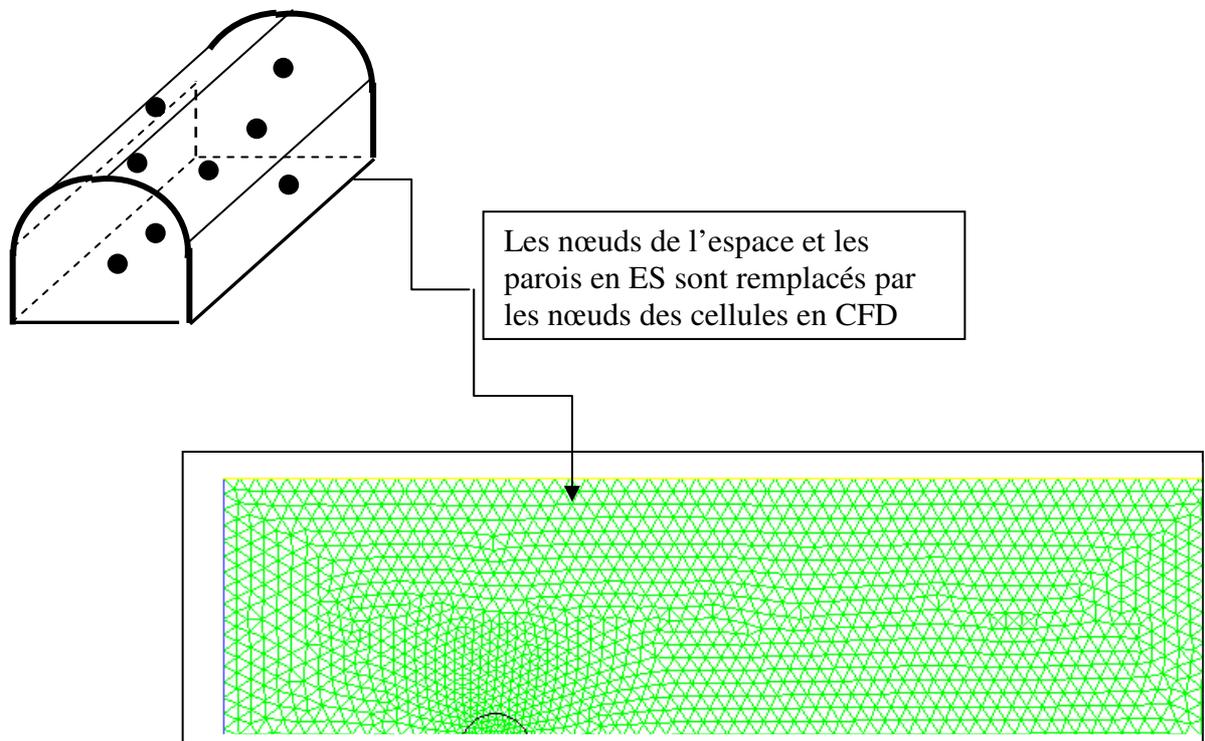


Figure 6. 6 : Schéma de couplage entre ES et CFD pour le cas d'une serre

Pour combler ces disparités entre l'ES et la CFD, Zhai et Chen (2005) ont élaboré des stratégies spéciales de couplage. Pour ce qui est de l'échelle de temps, ils ont scindé le calcul en un double processus de calcul sur une longue période pour la partie ES et sur une échelle de courte durée (un processus quasi-statique à pas de temps donné) pour la partie CFD. La figure 6.7 illustre cette stratégie.

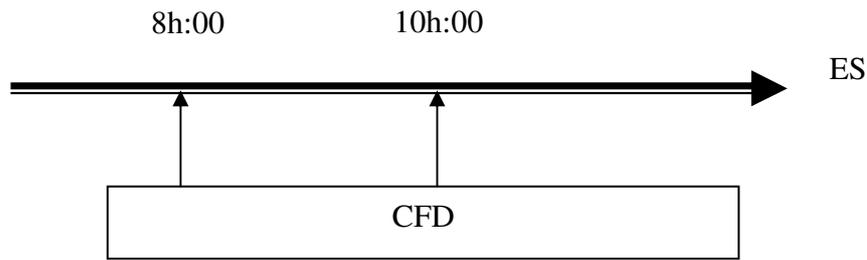


Figure 6. 7: illustration de la stratégie de couplage

ES effectue une simulation sur une longue période, telle que une journée type ou plusieurs semaines (une saison par exemple), tandis que la CFD fonctionne uniquement durant quelques pas de temps particuliers, par exemple à 08h00, avec des conditions aux limites fournies par ES à ces étapes. ES utilise ensuite les informations mises à jour par le programme de CFD pour les 2 heures suivantes et l'exécution de ES se poursuit jusqu'au prochain appel de CFD à 10h00 par le programme ES.

Les différences de traitement spatial des deux approches peuvent être également comblés par une approximation numérique appropriée, bien que les différents algorithmes d'approximation numérique puissent eux même aussi avoir des impacts différents sur les performances de couplage en fonction des problèmes étudiés. Une subdivision suffisante des surfaces de l'enceinte dans la méthode ES peut éventuellement palier cet effet. Toutefois, les exigences de calcul de simulation avec la CFD font que le couplage devient alors presque impraticable.

Au delà de réduire directement le temps d'exécution de la CFD en utilisant par exemple des modèles de turbulence simplifiés, il est nécessaire de développer davantage des stratégies de couplage simplifiées afin de minimiser le nombre d'appels de la CFD.

On distingue alors deux stratégies de couplage, le couplage statique et le couplage dynamique comme illustré dans la figure 6.8 (Zhai, 2003).

Le processus de couplage dynamique effectue l'échange d'information en continu (dynamique) entre ES et CFD alors que dans le processus de couplage statique l'échange d'information est occasionnel (statique) durant la simulation. Le couplage statique peut s'effectuer en une étape ou en deux étapes d'échange d'information entre les programmes ES et CFD en fonction de la sensibilité des performances thermiques de l'enceinte et de la précision exigée par l'utilisateur.

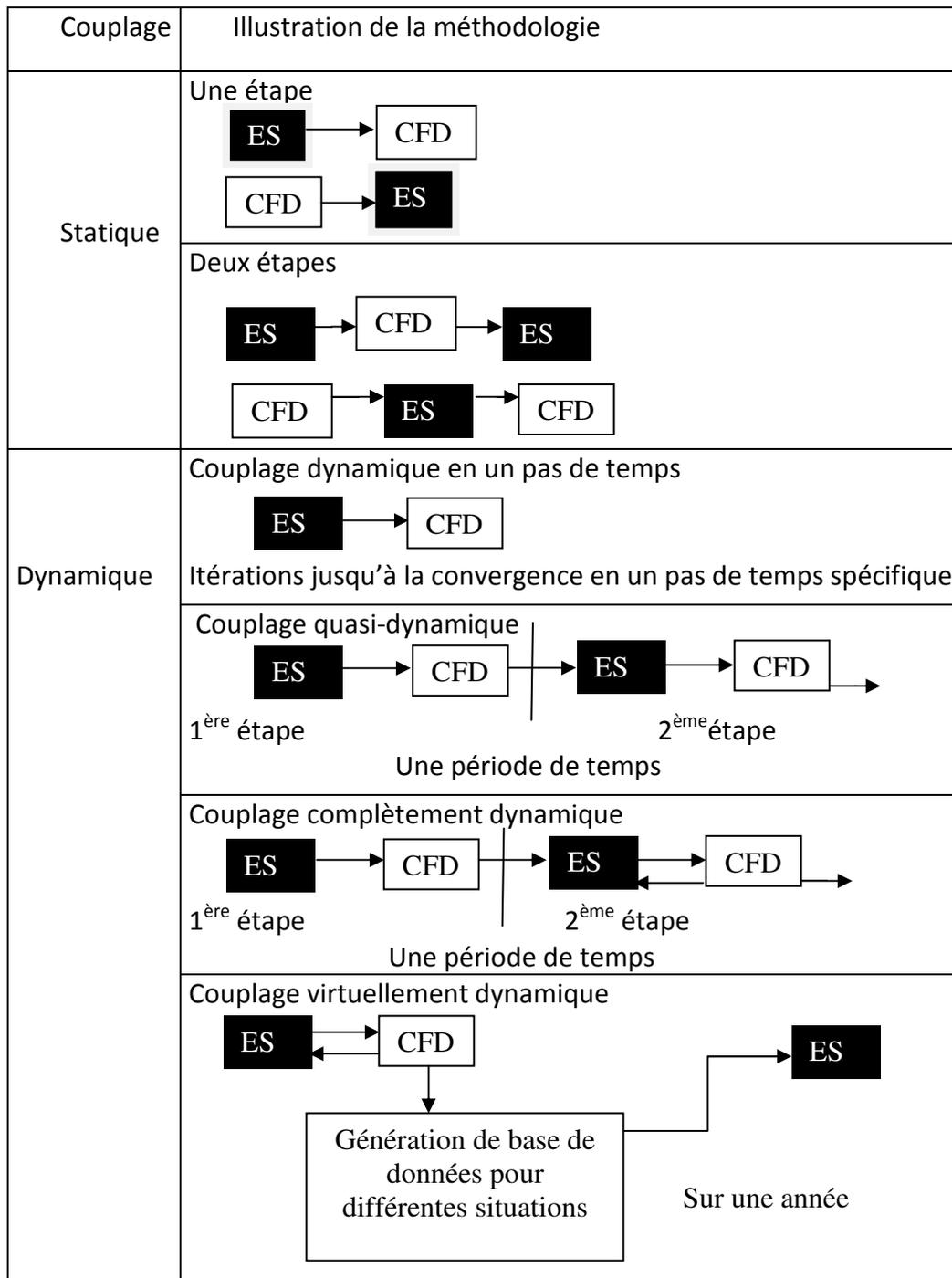


Figure 6. 8 : Illustration des différentes stratégies de couplage (d'après Zhai et al., 2002)

Couplage TRNSYS-Fluent

Il existe dans TRNSYS un composant qui permet la connexion entre TRNSYS et Fluent. En effet, il existe depuis la version 15 de TRNSYS un sous programme utilitaire qui permet à TRNSYS d'appeler un autre programme externe, en l'occurrence Fluent. Ce sous-programme utilise les applications de programmation d'interface pour contrôler directement le système d'exploitation de Windows, les arguments du sous-programme sont :

5.7.2 le chemin et le nom du programme exécutable,

5.8.2 Une variable logique par laquelle TRNSYS attend ou non la fin d'exécution du programme.

Les deux programmes (TRNSYS et Fluent) communiquent par l'intermédiaire de deux fichiers texte, qui sont :

5.9.2 Un fichier de déroulement (script file) : ce fichier est écrit par le Composant. Il contient les instructions pour exécuter la simulation avec Fluent. Ce fichier de déroulement tire son avantage du fait que Fluent peut être exécuté en mode lot (batch mode) à partir du fichier script. L'utilisateur doit connaître les commandes texte de Fluent pour qu'il puisse modifier le composant (Type101) et écrire ainsi le fichier script approprié.

5.10.2 Un fichier résultats : écrit par Fluent. Il contient les résultats de simulation par Fluent. Ce fichier est écrasé une fois son contenu lu par le type 101.

La première entrée du type 101 est une fonction de contrôle. Si elle est égale à 0 le composant n'est pas appelé et les variables résolues sont maintenues aux mêmes valeurs que celles du pas de temps précédent. Le composant est appelé uniquement lorsque la fonction de contrôle est égale à 1.

Nous avons utilisé cette fonction de contrôle avec une autre fonction de forçage dans le temps (Type 14) pour appeler Fluent uniquement à des pas de temps prédéfinis.

Le code source du type 101 doit être modifié dans plusieurs emplacements pour l'adapter à notre simulation :

1. durant le pas de temps initial pour initialiser les conditions aux limites,
2. à la fin du pas de temps initial pour initialiser les valeurs des variables de sortie,
3. au début des pas de temps réguliers pour adapter les conditions aux limites pour Fluent.

4. à la fin des pas de temps réguliers pour adapter les sorties qui seront utilisées par les autres composants de TRNSYS,

5. à l'intérieur des sous-programmes `APDATEBOUNDARY` et `READ_FLUIENT_RESULTS`. Comme leurs noms l'indiquent, le premier écrit le fichier script avec de nouvelles informations pour actualiser les conditions aux limites et le second lit le fichier de résultats créé par Fluent.

Dans le couplage de TRNSYS et Fluent, le mode d'appel est soit dynamique (`callingMode=1`) soit statique (`callingMode=2`). Nous avons identifié une erreur dans le composant Type 101 fourni avec TRNSYS. Celui-ci indique en effet que le mode d'appel `callingMode=` nombre de sorties !, A cause de cette erreur, : soit le paramètre `callingMode` dépasse 2 et génère un message d'erreur (c'est le cas le plus fréquent), soit il est toujours en modes statique si le nombre des sorties est égal à 1 ou toujours en mode dynamique si le nombre de sorties est égal à 2.

```
!-----
! READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER
mode      = JFIX(PAR(1)+0.1)  ! Mode - for future upgrades
NIN       = JFIX(PAR(2)+0.1) + 1 ! Number of total inputs to the component
NO        = JFIX(PAR(3)+0.1)  ! Number of outputs
callingMode = JFIX(PAR(3)+0.1) ! Calling mode - 1 for Dynamic, 2 for Static

! CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE
IF AN ERROR IS FOUND
IF ((MODE < 1) .OR. MODE >1 ) CALL TYPECK(-4,INFO,0,1,0)
  IF ( NIN <0 )                CALL TYPECK(-4,INFO,0,2,0)
  IF ( NO < 0 )                CALL TYPECK(-4,INFO,0,3,0)
  IF ((callingMode<1).OR.(callingMode>2)) CALL TYPECK(-4,INFO,0,4,0)
```

Bug !

Pour corriger cette erreur, nous avons apporté la modification suivante :

```
callingMode = JFIX(PAR(4)+0.1)    ! Calling mode - 1 for Dynamic, 2 for Static.
```

Le couplage entre TRNSYS et Fluent est représenté sur la figure 6.9

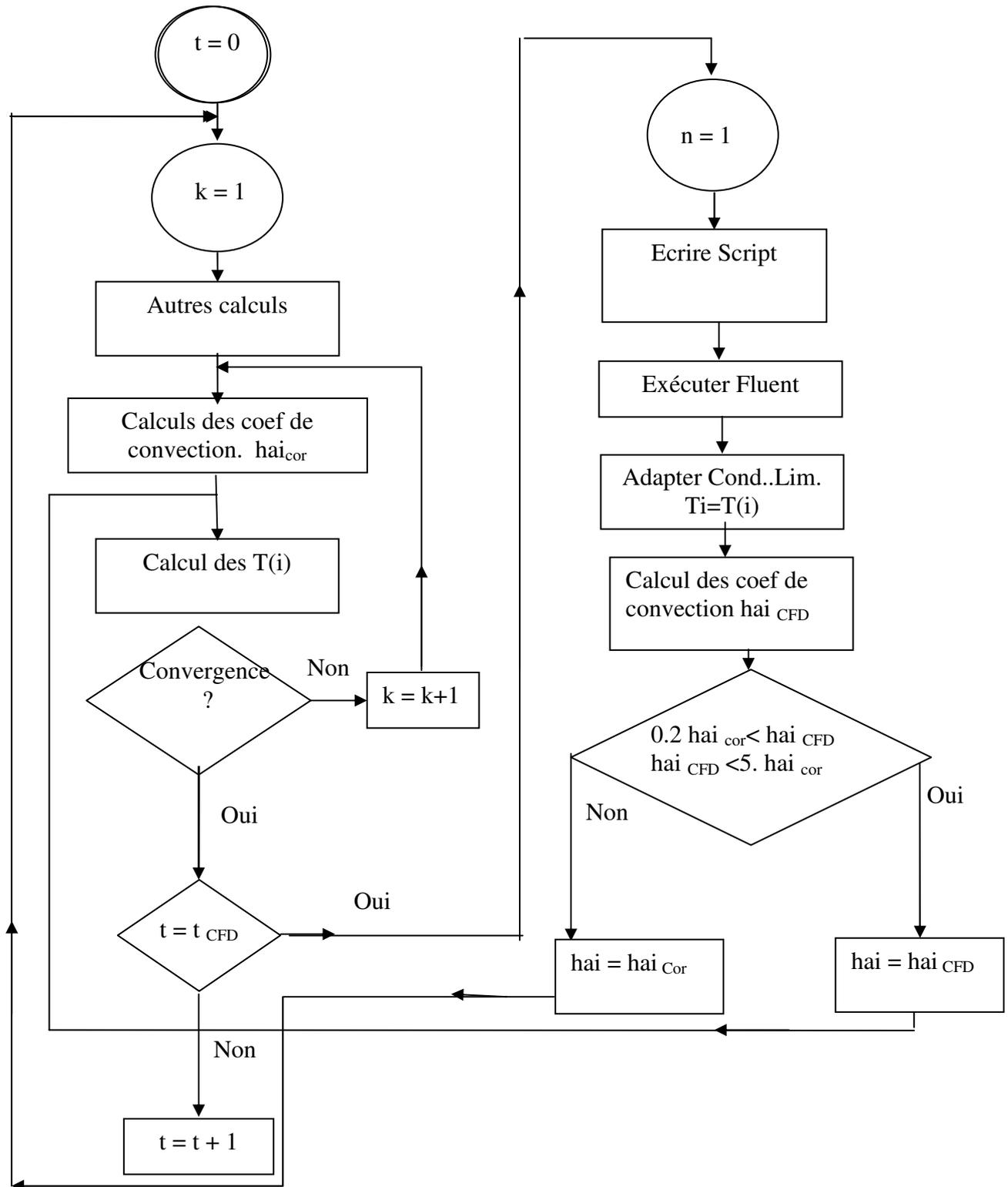


Figure 6. 9 : Organigramme de couplage entre TRNSYS (ES) et Fluent (CFD)

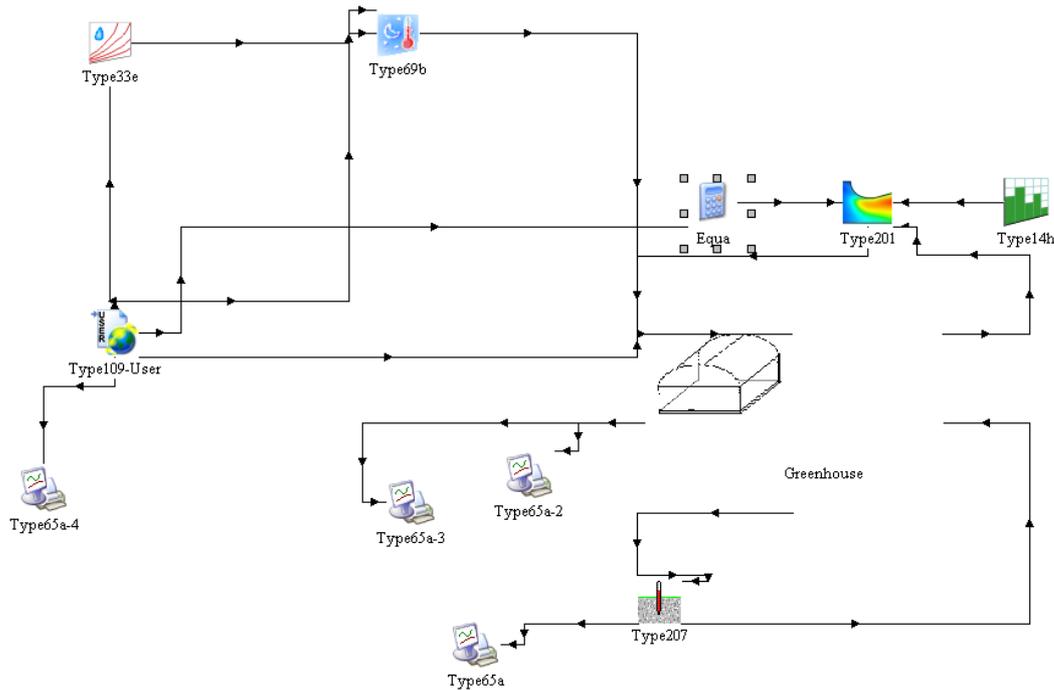


Figure 6. 10 : Schéma de connexion entre les différents composants du système

Chaque composant (Type) dans le système effectue une tâche bien défini :

- Type 109 : Lecture des données météorologiques et traitement des données radiométriques
- Type 33 : Calcul des températures de rosé
- Type 69 : Calcul de la température équivalente du ciel
- Equa : Calcul de la composante horizontale de la vitesse du vent
- Type 201 : interface qui appelle le programme externe Fluent
- Type 14 : fonction de forçage, qui indique à l'interface (Type 101) à quel moment de la journée le programme externe est appelé
- Greenhouse : nouveau module développé et intégré dans TRNSYS, il simule le microclimat global de la serre (Température et humidité) et calcul les température des parois et celle de la surface du sol
- Type 207 : Sol sous serre, calcul la température à différend niveaux dans le sol en profondeur
- Type 65 : Sortie de résultat sous forme graphique.

Description du modèle, déroulement et conditions aux limites

La serre étudiée pour la modélisation couplée est une serre tunnel décrite dans le chapitre 4.

Deux types de simulations sont menées : dans un premier temps, on doit exécuter Fluent seul pour préparer un fichier « cas » initial.

La préparation du fichier « cas » initial, consiste à lancer Fluent en mode graphique pour définir :

- a. les équations à résoudre : dans notre cas nous avons activé seulement l'équation d'énergie.
- b. le modèle de turbulence : le modèle k- ϵ est activé
- c. les conditions aux limites, le type de conditions aux limites est déjà fixé durant la phase de prétraitement par le logiciel Gambit. Dans cette étape on peut laisser les valeurs par défaut de Fluent.

Ensuite la simulation sous TRNSYS est lancée, le fichier script ouvre le fichier « cas », adapte les conditions aux limites et réécrit le fichier « cas », qui sera sauvegardé pour le prochain appel.

La première entrée du module de connexion entre TRNSYS et Fluent est une fonction de contrôle (1 : Fluent est exécuté, 0 : Fluent n'est pas exécuté)

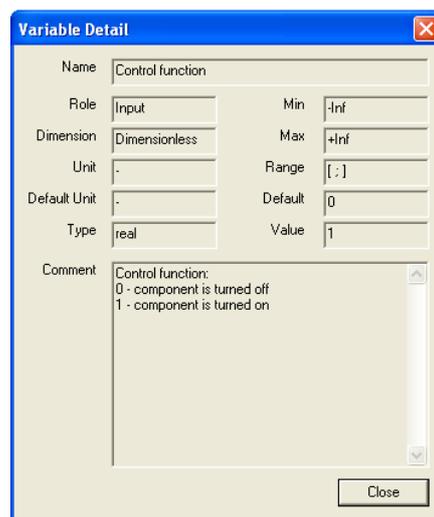


Figure 6. 11 : fenêtre donnant le détail de la première entrée (fonction de contrôle)

Comme il n'est pas nécessaire que TRNSYS appelle Fluent à chaque pas de temps, Fluent n'est appelé que ponctuellement. Pour cela, nous avons utilisé un utilitaire de TRNSYS, le

TYPE 14h (Time Dependent Forcing Function) pour générer la fonction de contrôle (Fig. 6.11)

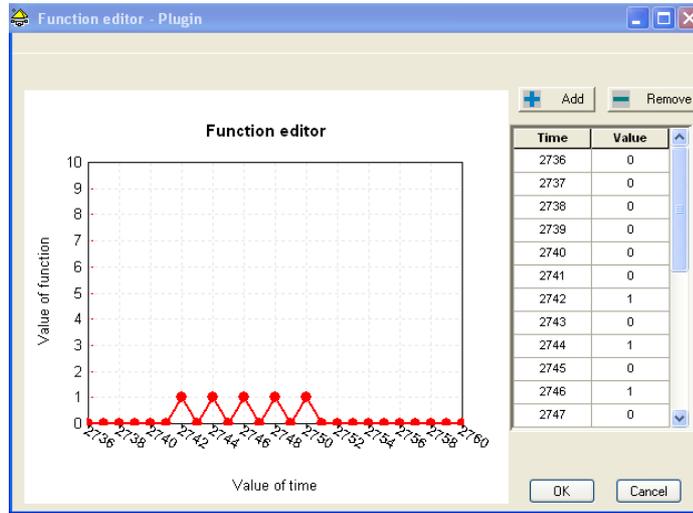


Figure 6. 12 : fenêtre donnant le détail du type 14 (fonction de forçage)

Dans Fluent on peut effectuer périodiquement une sauvegarde des fichiers de résultats, ce qui nous donne la possibilité de voir par la suite l'évolution des résultats de simulation. Il faut noter que Fluent tourne en régime stationnaire et que seules les conditions aux limites sont variables dans le temps, le régime est appelé ainsi pseudo transitoire (ou pseudo stationnaire)

Les conditions aux limites transmises par TRNSYS sont :

- Les températures des parois qui sont constantes sur un pas de temps
- La température du sol intérieur qui est constante sur un pas de temps

Au niveau du sol extérieur, la température est fixée, elle est considérée comme étant égale à la température ambiante extérieure.

Les températures ambiantes à l'extérieur et à l'intérieur de la serre sont transmises aussi par TRNSYS en tant que température de référence pour le calcul des flux convectifs par Fluent.

Puisque notre modèle est 2D, seule la composante horizontale de la vitesse du vent U_x est transmise à Fluent

Ces conditions aux limites sont actualisées à chaque appel.

Résultats de cosimulation

Relativement peu d'études sur le climat distribué (CFD) dans les serres ont été menées à l'échelle de la journée. Nous pouvons tout de même citer les travaux de Fidaros et

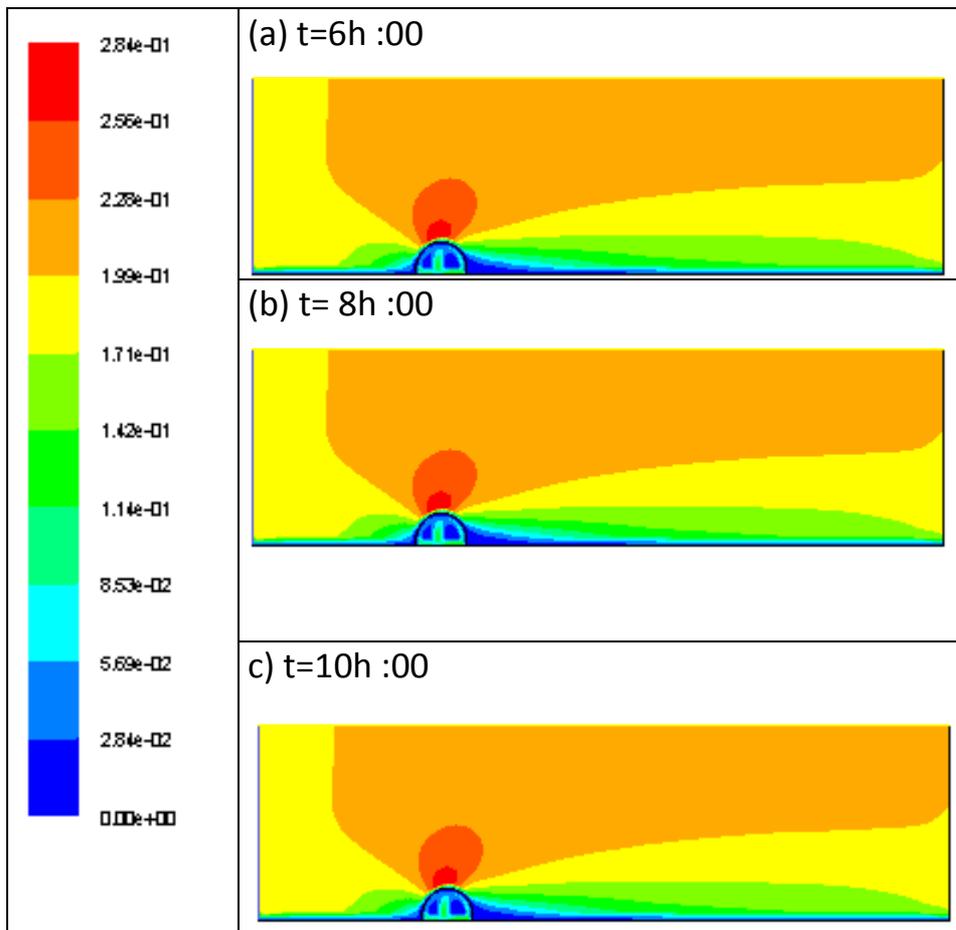
al.,(2009) du lever au coucher du soleil. Dans cette étude, les auteurs ont utilisé un flux imposé avec un coefficient de convection constant ; cette dernière constitue une autre forme de forçage. Les auteurs ont fait appel à des moyens informatiques lourds pour exécuter leur programme.

Dans notre travail, nous avons pu grâce à la cosimulation effectuer des simulations sur 24 heures avec des moyens informatiques plus simples (un PC)

a-Profiles de vitesse, température

Les figures 6.13, 6.14 montrent respectivement les contours de vitesses et de températures simulées pour les pas de temps suivants : à 6h:00, 8h:00, 10h:00, 12h:00 et à 14h:00.

Au vu des figures 6.13 (a-b) et 6.14_(a-b) qui correspondent aux instants (6h :00 et 8h :00), les profils de vitesses font apparaître des structures qui présentent deux boucles contrarotatives. L’air circulant près du sol se réchauffe et monte au milieu de la serre, il se refroidit près du toit et redescend le long des parois. Cette structure disparaît entre 10 h :00 et 14 :00 Les profils de températures montrent que l’amplitude de la température intérieure n’excède pas 4K.



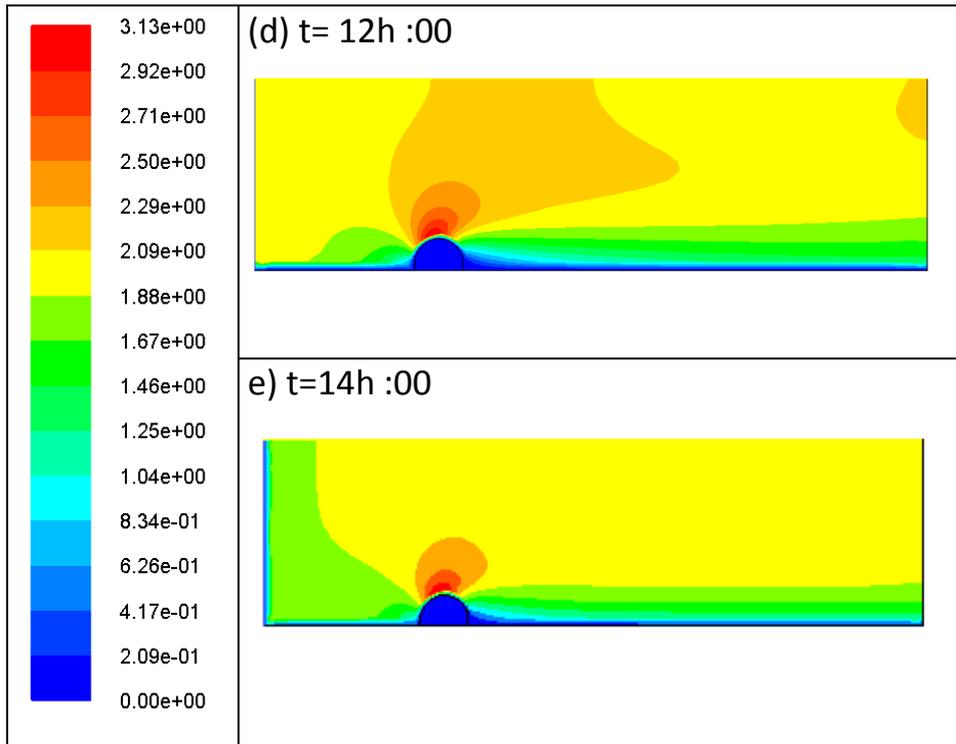
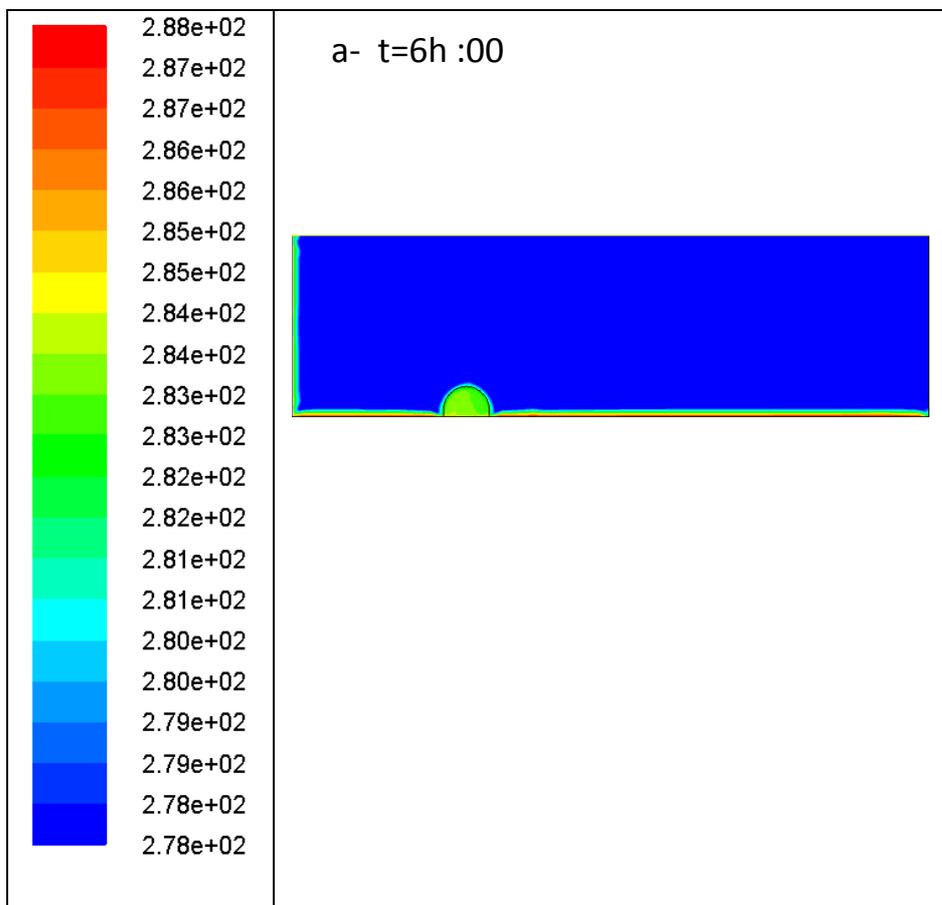


Figure 6.13 : Contours de Vitesses à des différents pas de temps (6h :00, 8h :00, 10h :00, 12h :00 et 14h :00)



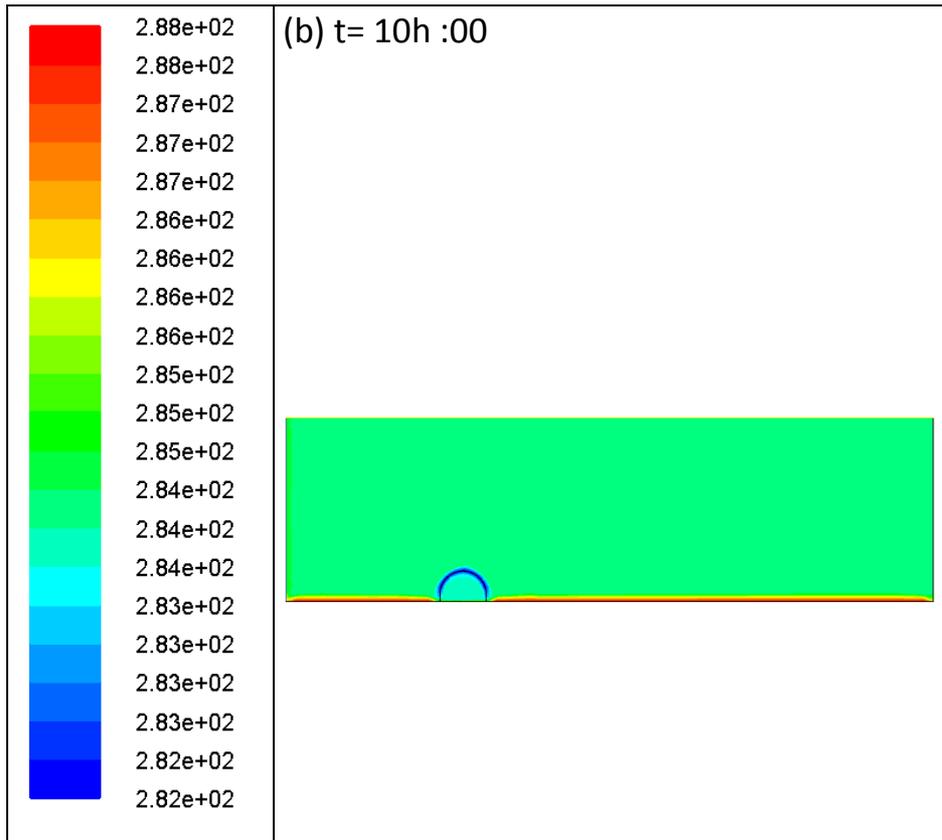
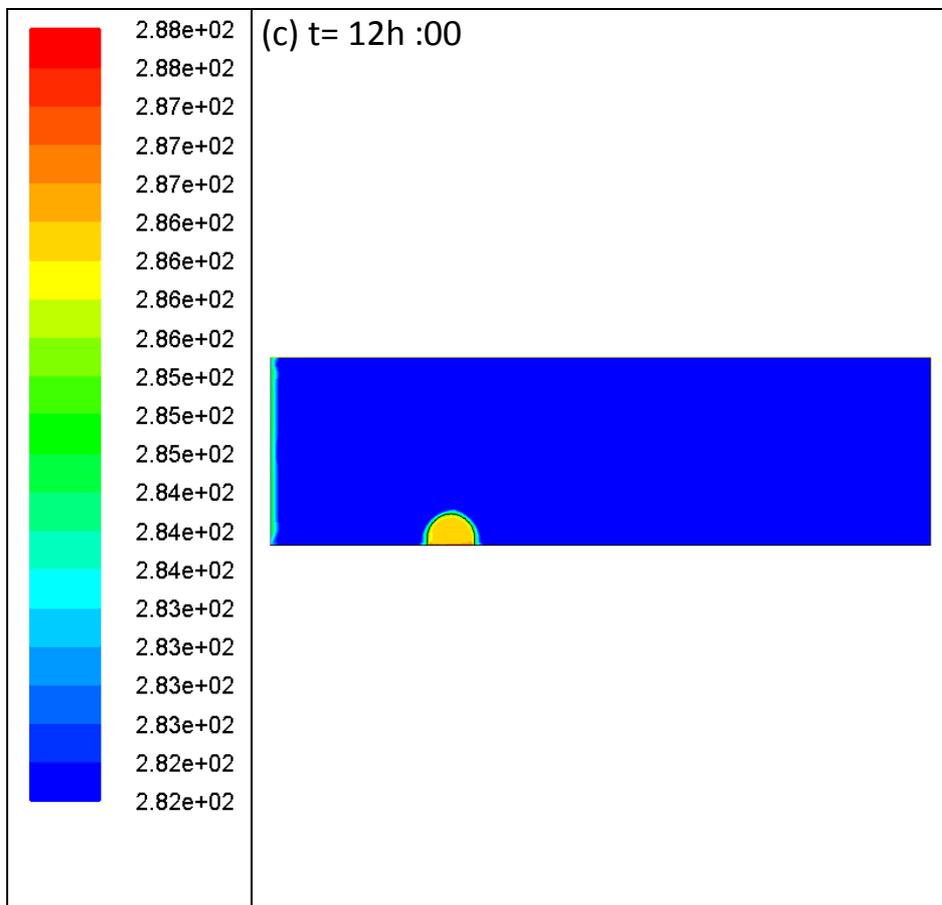


Figure 6.14 : Contours de Températures Vitesses(a) à 6h :00, (b) à 10h :00



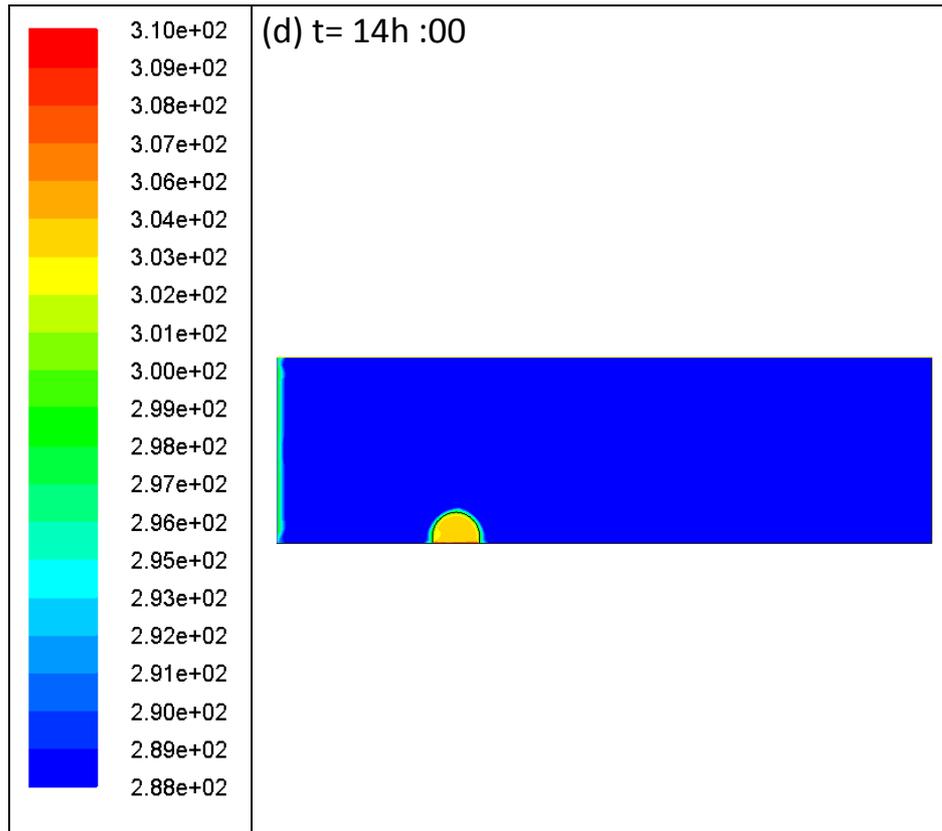


Figure 6.15 : Contours de températures (c) à 12h :00, (d) à 14h :00

b- Détermination des Coefficients de convection

Le flux convectif sur une paroi d'indice i est exprimé par l'équation suivante :

$$Q_i^{cv} = h(T_p - T_{ref}) \quad (6.16)$$

Avec h le coefficient de convection en W/m^2 , T_p est la température de la paroi en degré K et T_{ref} la température de référence.

Le flux convectif sur la face intérieure est donné par :

$$Q_{ai}^{cv} = h_{ai}(T_p - T_{ai}) \quad (6.17)$$

Le flux convectif sur la face extérieure est donné par :

$$Q_{ae}^{cv} = h_{ae}(T_p - T_{ae}) \quad (6.18)$$

La simulation avec Fluent fournit les coefficients de convection moyens en fonction des coefficients de convection locaux :

$$h_A = \frac{1}{A} \int_A h_x dA \quad (6.19)$$

Le résultat de simulation donne l'évolution dans le temps des coefficients de convection pour chacune des parois, aussi bien sur la face intérieure que sur la face extérieure.

Pour contrôler le calcul des coefficients de convection, Bausoleil-Morison (2000) a proposé le critère de contrôle suivant pour que les valeurs des coefficients de convection ne soient ni trop élevées ni trop faibles :

$$0.2 h_{cor} < h_{CFD} < 5 h_{cor}$$

Avec h_{cor} : Coefficient de convection empirique et h_{CFD} calculé par le programme CFD (Fluent dans notre cas).

Nous avons vu dans le chapitre 3, que la plupart des corrélations donnant le coefficient de convection interne sont de la forme :

$$h_{cor} = A . \Delta T^{0.33} \quad (6.20)$$

Où la constante A varie d'un auteur à un autre. Néanmoins, ces corrélations ne tiennent pas compte de la longueur caractéristique, ce qui réduit l'applicabilité de ces corrélations à des cas très similaires aux conditions empiriques. Khalifa et Marshal (1990) ont validé dans leur étude les corrélations suivantes qui tiennent compte de la longueur caractéristique et du diamètre hydraulique (D_h):

$$\text{Pour le sol : } h_{cor} = \frac{2.75}{D_h^{0.076}} \Delta T^{0.308} \quad (6.21)$$

$$\text{Pour les parois verticales : } h_{cor} = \frac{2.75}{D_h^{0.121}} \Delta T^{0.293} \quad (6.22)$$

$$\text{Pour le toit: } h_{cor} = \frac{1.823}{D_h^{0.601}} \Delta T^{0.293} \quad (6.23)$$

$$D_h = \frac{4S}{p_m}, \text{ où } S \text{ est la surface et } p_m \text{ est le périmètre mouillé}$$

Dans la littérature, le coefficient de convection externe dépend essentiellement du module de la vitesse du vent. Très peu d'études en revanche ont montré l'influence de la direction du vent sur le coefficient de convection h_c . Parmi les études qui tiennent compte de la direction du vent dans le calcul de h_c , on peut citer les travaux de Emmel et al.(2007) . Defraeye et al. (2011) ont établi des corrélations dans le cas où la paroi du bâtiment est au vent ou sous le vent.

Dans la présente étude nous avons utilisé les corrélations de Emmel et al.(2007), le tableau 6.2 résume les corrélations que nous avons utilisées avec le modèle ES pour le calcul des coefficients de convection à l'extérieur.

La figure 6.16 présente la vitesse et la direction du vent enregistrées sur notre site d'étude.

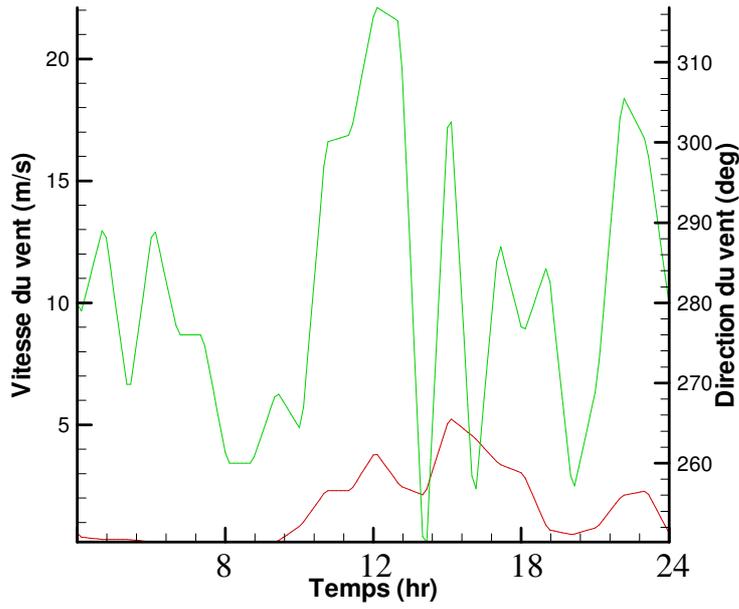


Figure 6.16 : Evolution de la vitesse et la direction du vent du site d'étude

Tableau 6.2 : Corrélations donnant le coefficient de convection à l'extérieur, d'après Emmel et al. (2007)

	α	hc (W/m ² K)
Parois	0	$5.15 U_{10}^{0.81}$
	± 45	$3.34 U_{10}^{0.84}$
	± 90	$4.78 U_{10}^{0.71}$
	± 135	$4.05 U_{10}^{0.77}$
	± 180	$3.54 U_{10}^{0.76}$
Toit	0	$5.11 U_{10}^{0.78}$
	± 45	$4.60 U_{10}^{0.79}$
	± 90	$3.67 U_{10}^{0.85}$

b1- Détermination des Coefficients de convection interne

- Sur la paroi verticale Ouest

La figure 6.17 présente l'évolution des coefficients de convection au cours de la journée. Les coefficients d'échange convectif h_{cor} (Khalifa and Marshal 1990) prennent une valeur comprise entre 3 et 4 W/m²K. Durant la nuit, on perçoit bien que l'orientation du vent n'a pas d'influence, alors qu'une différence marquée apparaît durant la période ensoleillée (entre 4 et 6 W/m²K). Les valeurs minimales surviennent juste après le lever et au coucher du soleil. C'est à ces instants que la différence de température entre la paroi et l'air est minimale. Cependant, on observe que la valeur de h_{CFD} est presque constante : elle est un peu supérieure à 1 W/m²K. Nous pouvons en conclure que la corrélation surestime, la plupart du temps, le coefficient de convection dans un rapport qui varie entre 3 et 6.

- Sur la paroi verticale Est

Sur la figure 6.18, la corrélation donne des valeurs surestimées durant la nuit et jusqu'à midi, tandis que, l'après-midi, les coefficients d'échange convectif h_{CFD} prennent des valeurs supérieures à celles données par la corrélation, ce qui est plus cohérent à notre avis, car à ce moment la paroi verticale Est ne reçoit pas directement l'éclairement solaire de l'extérieur mais elle reçoit en revanche l'éclairement transmis, elle joue donc le rôle d'un absorbeur.

- **Sur la paroi du toit Est**

En observant les figures 6.19, la corrélation donne des valeurs proches de celles calculées h_{CFD} durant la nuit. Pendant la période ensoleillée la corrélation donne des coefficients un peu supérieurs et la surestimation ne dépasse pas les 50%.

- **Sur la paroi du toit Ouest**

En observant les figures 6.20, la corrélation donne des valeurs un peu supérieures à celles calculées h_{CFD} durant la nuit mais la différence s'accroît pendant la période ensoleillée.

En conclusion, les différences observées entre les valeurs données par la corrélation par rapport à celles calculées par le programme CFD sont dues à notre avis aux causes suivantes : Les corrélations ont été établies pour une enceinte dont les parois sont opaques alors que celles de la serre sont transparentes et le matériau possède une l'inertie thermique largement supérieure à celle du matériau de la paroi serre.

Nous remarquons aussi que pour les parties Est et Ouest du toit, la corrélation donne le même résultat pour les deux parties, alors que les valeurs données par la CFD sont différentes surtout pendant la période ensoleillée (figure 6.21).

- **Sur le sol**

En observant les figures 6.22, la corrélation donne des valeurs supérieures à celles calculées h_{CFD} , qui reste presque constante sur toute la période. La faible valeur du coefficient de convection calculé par le programme CFD (Fluent) est due à notre avis à la stratification qui s'établit pendant la période ensoleillée.

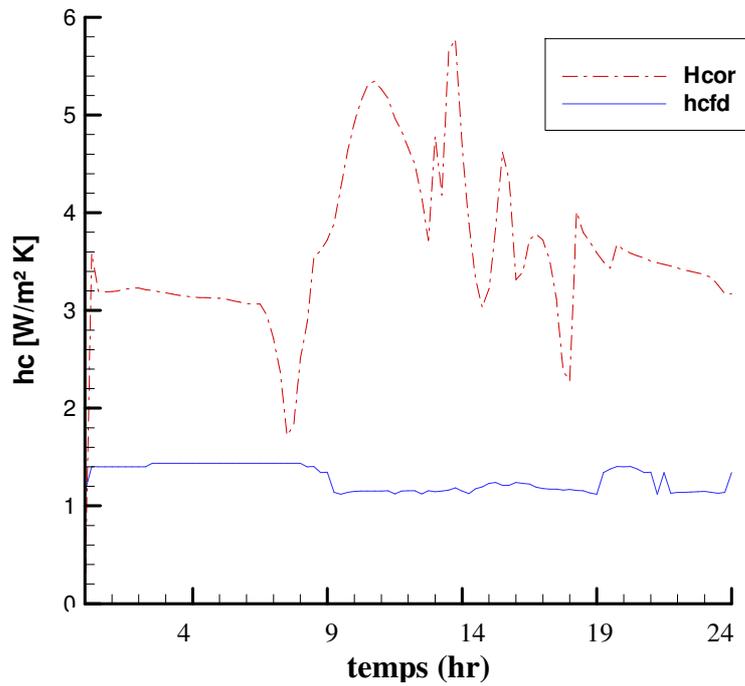


Figure 6. 17 : Evolution du coefficient de convection interne sur la paroi verticale Ouest.

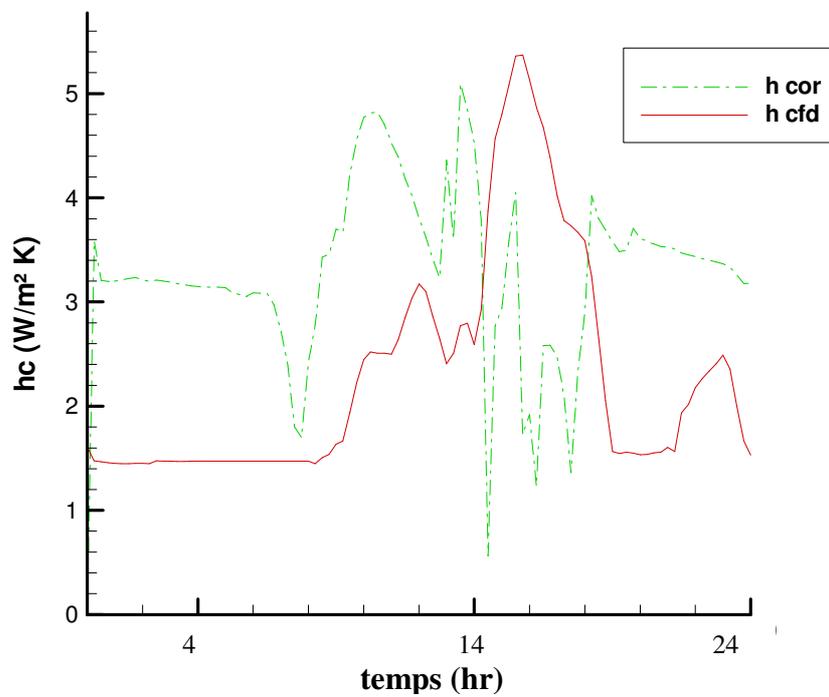


Figure 6. 18 : Evolution du coefficient de convection interne sur la paroi verticale Est.

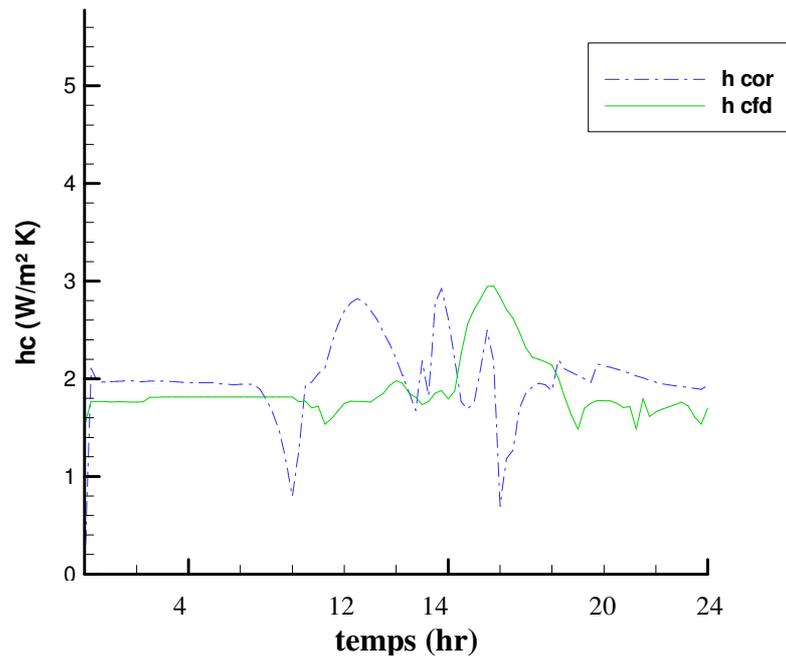


Figure 6. 19 : Evolution du coefficient de convection interne sur la partie du toit Est.

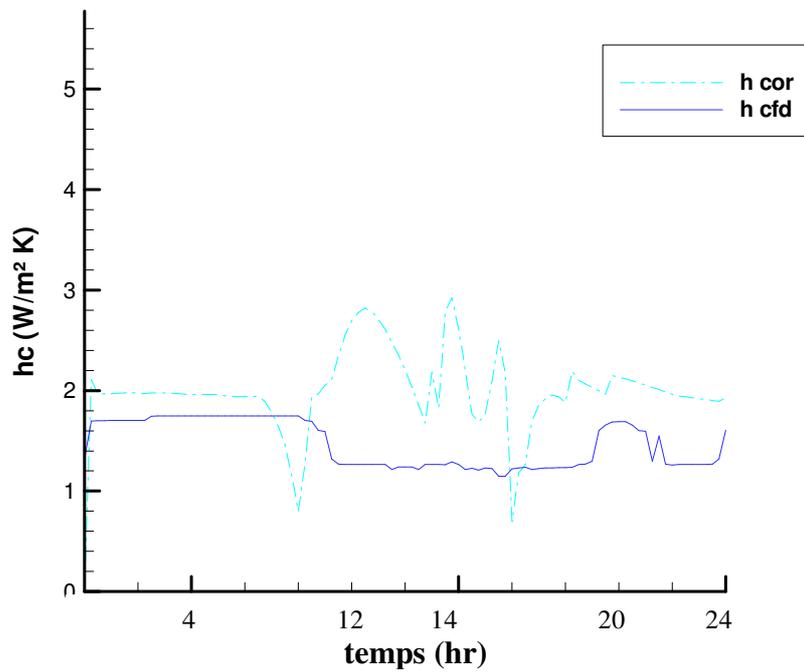


Figure 6. 20 : Evolution du coefficient de convection interne sur la partie du toit Ouest.

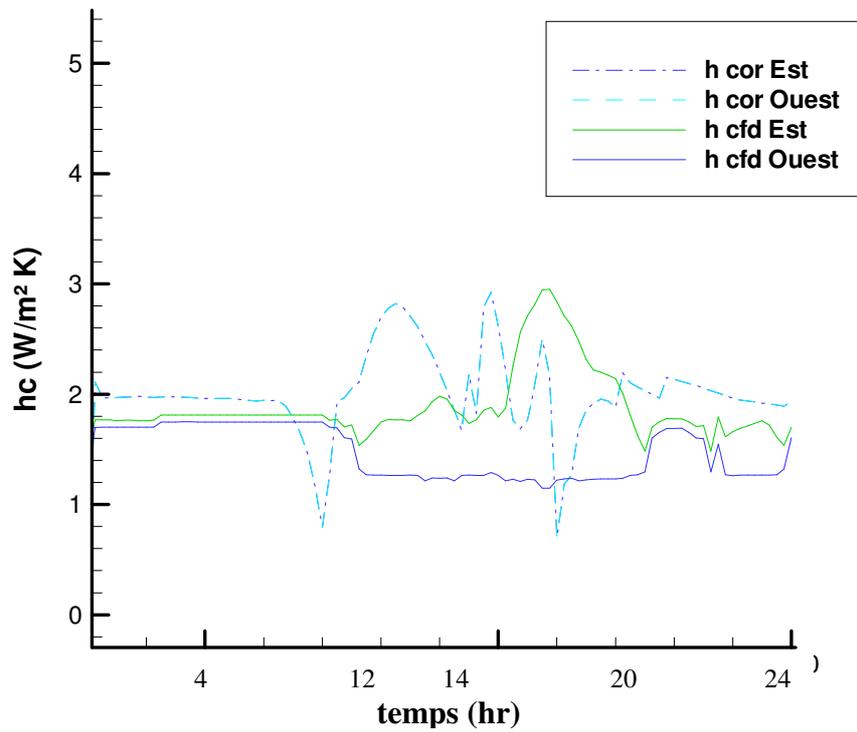


Figure 6. 21 : Evolution du coefficient de convection interne sur la paroi coté Est et Ouest

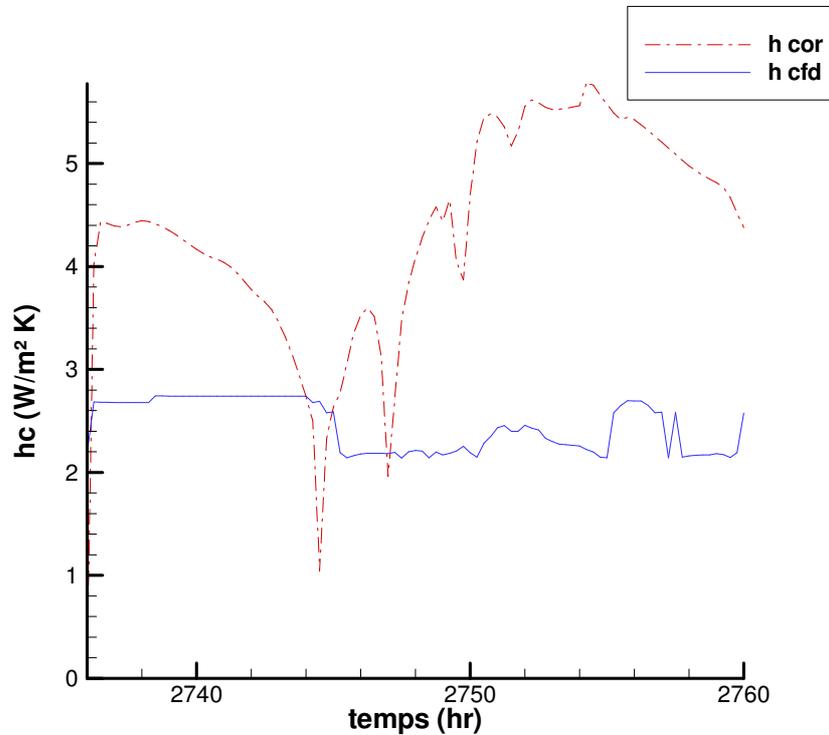


Figure 6. 22 : Evolution du coefficient de convection interne air-sol.

b2- Détermination des Coefficients de convection externe.

- Sur les parois orientées Ouest

Sur les figures 6.23 et 6.24 qui présentent l'évolution des coefficients de convection au cours de la journée, nous observons que la corrélation (relations de Emmel et al., 2007) donne un coefficient très proche de celui calculé par le programme CFD durant la période où les vitesses du vent sont faibles (figure 6.16) et lorsque les parois se trouvent sous le vent. La différence entre les valeurs calculées par les deux méthodes s'accroît lorsque la vitesse augmente, la faiblesse des valeurs calculées par le programme CFD est due principalement à ce que le modèle ne tient compte que de la composante perpendiculaire à la paroi, c'est une carence du modèle 2D.

- Sur les parois orientées Est

Sur les figures 6.25 et 6.26, nous observons que la corrélation donne un coefficient plus faible ceci est dû aux faibles vitesses du vent durant ces moments, mais elle est plus importante que dans le cas précédent (Paroi Ouest) Pendant la période où la vitesse du vent est importante. La différence entre paroi verticale Ouest et Verticale Est est représentée sur la figure 6.27.

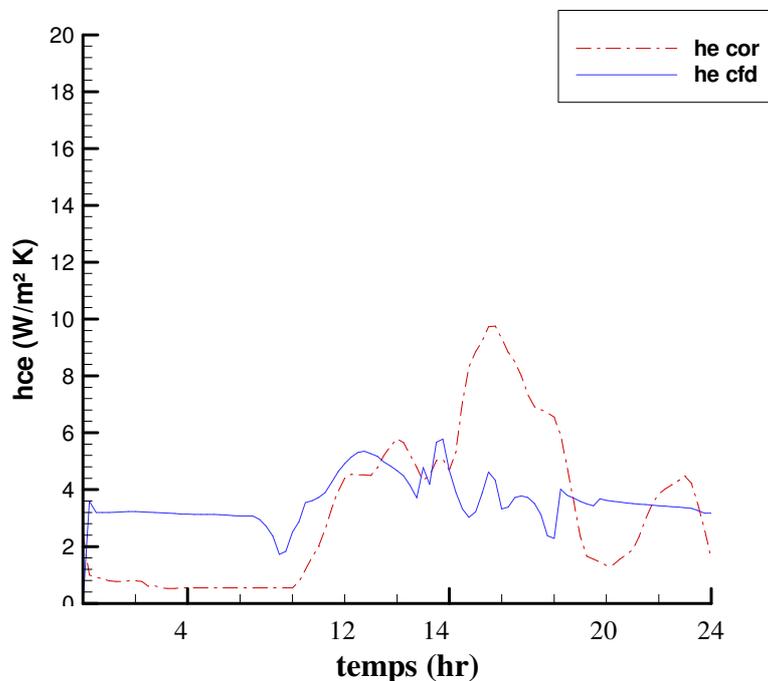


Figure 6. 23 : Evolution du coefficient de convection externe sur la partie verticale Ouest

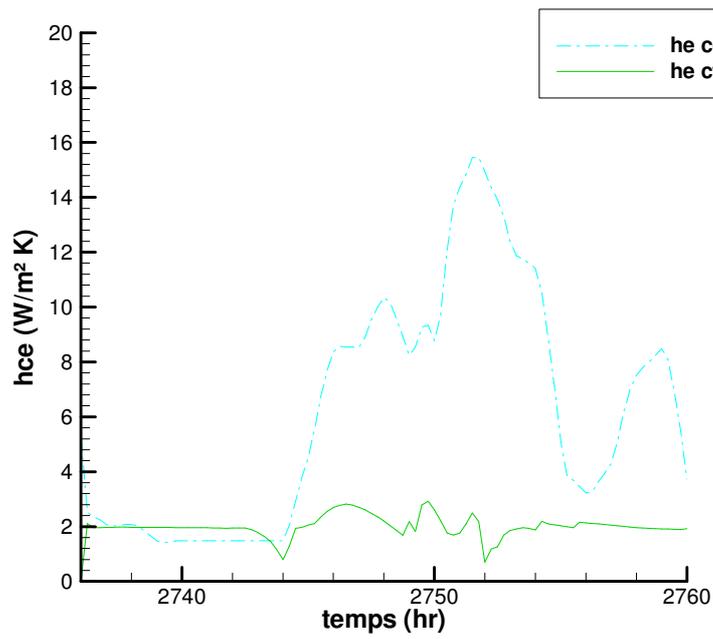


Figure 6. 24 : Evolution du coefficient de convection externe sur la partie du toit Ouest

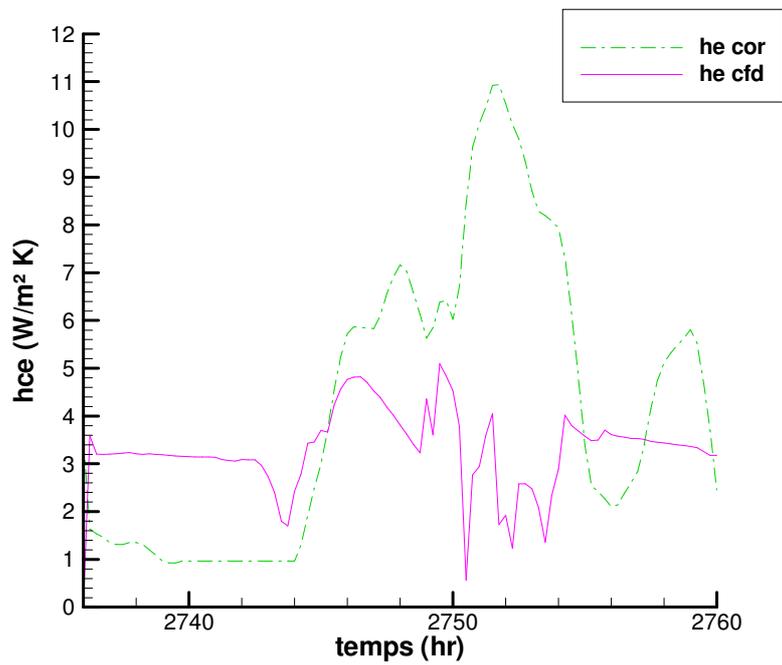


Figure 6. 25 : Evolution du coefficient de convection externe sur la partie verticale Est

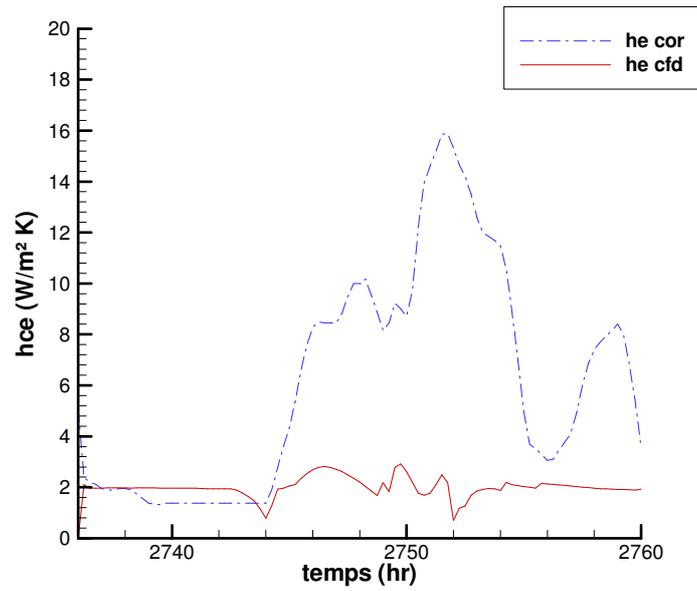


Figure 6. 26 : Evolution du coefficient de convection externe sur la partie du toit Est :

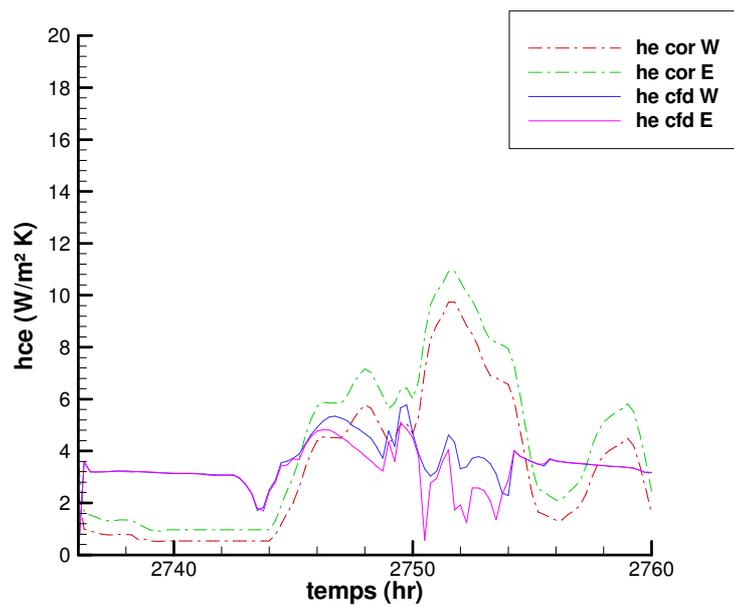


Figure 6. 27 : Evolution du coefficient de convection externe sur les parties verticales Est et Ouest.

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Les objectifs de cette thèse étaient l'appréhension du microclimat en suivant à la fois une approche nodale basée sur un modèle globale (intégrale) et une approche multidimensionnelle basée sur un modèle différentiel. Ces deux approches qui apparaissent totalement indépendantes sont en réalité complémentaires (échange de conditions aux limites). Le couplage entre ces deux approches constitue l'objectif principal du travail de thèse que nous avons proposé. Un autre objectif important était l'introduction de conditions aux limites plus réalistes qui sont issues principalement des conditions météorologiques.

La modularité et souplesse du code TRNSYS nous a permis d'introduire deux nouveaux modules Serre et Sous-sol, la modélisation du sous-sol séparément permet l'extension de ce module pour la prise en charge d'autres phénomènes, tels que le transfert hydrique dans le sol. Cette modularité nous a permis aussi d'utiliser d'autres composants de TRNSYS pour le traitement des données radiométriques (calcul de l'éclairement direct et diffus), le calcul de la transmittivité en fonction de l'angle d'incidence, calcul des facteurs de formes, température équivalente du ciel.

La comparaison des résultats de simulation et les résultats expérimentaux issus d'une serre Venlo en verre sous climat semi-aride nous a permis de constater l'influence des effets combinés du modèle d'évapotranspiration et du taux de renouvellement sur l'humidité à l'intérieur de la serre.

Dans la seconde expérimentation, nous avons essayé de minimiser les effets de l'évapotranspiration et du renouvellement d'air, les résultats étaient meilleurs. Nous avons aussi étudié l'influence de la corrélation donnant le coefficient d'échanges entre l'air et le sol. Cette étude a montré que la validité des corrélations utilisées était restreinte dans le temps, nous avons proposé une corrélation avec un coefficient qui dépend du sens du flux.

Dans la partie consacrée à la modélisation avec fluent, nous avons pu déterminer les champs de vitesses, températures, et d'humidité.

Dans la partie consacrée au couplage, la difficulté que nous avons rencontrée réside dans la synchronisation des deux programmes (TRNSYS et Fluent). La synchronisation n'est obtenue qu'après plusieurs essais pour trouver le temps d'attente nécessaire pour éviter toute interférence entre les deux programmes.

La cosimulation nous a permis de visualiser l'évolution des champs de vitesse, de température et d'humidité à des pas de temps que nous avons imposés au préalable. La généralité du

couplage nous a permis de déterminer les coefficients d'échanges convectifs en utilisant l'outil CFD (Fluent et les comparés à ceux que nous avons utilisé dans le modèle globale (calculés par TRNSYS). Les résultats de cosimulation nous a permis de constater fréquemment une disparité entre les coefficients calculés par Fluent et ceux calculé par TRNSYS., ces disparité influent notablement sur la performance énergétique de la serre. Cependant, l'expérimentation reste indispensable, puisque le calcul des coefficients par Fluent risque de donner par fois des valeurs de coefficients convectifs non réalistes, ces pour cette raisons que les valeurs issues des corrélations sont utilisées pour empêcher ce genre de situations.

Enfin, les orientations envisagées à court et moyen terme pour améliorer le modèle concernent :

- Couplage pour la détermination du taux de renouvellement d'air par Fluent pour le livrer à TRNSYS
- Un modèle 3D, permettant de bien appréhender les phénomènes 3D qui peuvent être importants tels que l'effet du vent.
- La modélisation de la couverture végétale, qui influe sur l'aérodynamique de l'écoulement ainsi que sur les transferts de chaleur, notamment par échange de chaleur sensible et latente (évapotranspiration).
- L'optimisation des choix des modèles de turbulence pour éviter toutes situations conflictuelles, telle que la transition du régime laminaire au régime turbulent
- L'optimisation de la synchronisation des programmes dans le sens où le temps d'attente soit variable et il s'adapte à chaque situation.

Références bibliographiques

- Ahmad M, Bontemps A., Sallée H, Quenard D. 2006. Thermal testing and numerical simulation of a prototype cell using light wallboards coupling vacuum isolation panels and phase change material. *Energy and Building*. **38**, 673-681.
- Athanasios P, Papadopoulos P, Xiuming H. 1997. Effect of three greenhouse cover material on tomato growth, productivity, and energy use. *Scientia horticultrae* 70, 165-178
- Awbi H.B, Halton A; (1990). Natural convection from heated room surfaces. *Energy and buildings*, 30 233-244.
- Ayompe L.M., Duffy A., McCormack S ;J., Conlon M., 2011. Validate TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate heat pipe evacuated tube collectors. *Applied Thermal Engineering*.31, 1536-15425
- Baille M., JC Laury , A.Bailly (1983). Influence de matériau de couverture sur les échanges énergétique d'une serre : étude comparative verre normal- verre à faible émissivité. I. Influence sur les déperditions thermiques. *Agronomie*, 3 (3), 197-202.
- Bartzana T., Boulard T., Kittas C.,(2004). Effect of vent arrangement on windward ventilation of tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering* 88(4), 479-490
- Bartzana T., Kittas C., Sapounas A.A., Nikita-Martzopoulou Ch. (2007).Analysis of air flow through experimental rural buildings: sensitivity to turbulence models. *Biosystems Engineering* 97, 229-239.
- Bartzanas T, Kittas C, Sapounas AA, Nickita-Martzopoulou. 2007. Analysis of air flow throught experimental rural building: sensivity to turbulence model. *Biosystem Engineering* 97, 229-239.
- Bausoleil-Morison I. (2000) The adaptative coupling of heat and air flow modelling within dynamic whole-building simulation. Thèse de Ph. D.Université de Strachcylde, Glasgow.

- Bayttorun N, Abak K, Tokgoz H, Altunas O (1994). Effect of different Greenhouse Covering Materials on inside climate and the development of tomato plants. *Acta Horticulturae*. 366, 125-132
- Bjerg B, Morison S., Svidt S, Zhang G .1999. Tree-dimensional airflow in livestock test room with tow-dimensional boundary conditions. *Journal of Agricultural research* , 74, 267-274
- Bot G.P.A (1983) Greenhouse climate: processus from physical to dynamic model. These Ph;D; Wageningen University.
- Boulard T , Baille A ; (1984). Utilisation d'eau à basse température pour le forçage de cultures sous abris. I. Aspect microclimatique et énergétique. *Agronomie*, 4 (3), 213-220.
- Boulard T, baille A, Mermier M, Villette F (1991). Mesure et modélisation de la résistance stomatique foliaire et de la transpiration d'un couvert de tomates de serre. *Agronomie*, 11, 259-274
- Boulard T, Papadakis G, Kittas C, Mermier M (1997). Air flow and assiated sensible heat exchanges in naturally ventilated greenhouse. *Agricultural and forest Meteorology* 88, 111-119
- Boulard T., Kittas C, , Roy J.C ; Wang S.(2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 2: Determination of distributed greenhouse climate. *Biosystems Engineering*. 83, 2,129-147.
- Boulard T., Lamrani M, Roy J.C ; Jaffrin A, Bouirden L (1998). Natural ventilation by thermal effect in a one-hlf scale model mono-span greenhouse. *Transaction of the ASAE*, 41(3), 773-781.
- Boulard T., Wang S. (2000) Greenhouse crop transpiration simulation from external climate condition. *Agricultural and forest Meteorology* 100, 25-34.
- Bournet P.E., Ould khaoua S.A. Boulard T.(2007). Numerical prediction of the effect of vent arrangements on the ventilation and energy in multispan glasshouse using a bi-ban radiation model. *Biosystems Engineering* 98, 224-234.
- Campen J.B., Bot G.P.A, (2003) Determination of greenhouse-specific of ventilation using Three-dimentional Computational Dynamics. *Biosystems Engineering*. 84 (1),69-77.

- Chen S, Lassue S. Zalewski L, Huang D. 2007. Numerical study on thermal behavior of classical or composite trombe solar walls. *Energy and Building*. 39, 962-974
- Chen, Q., Xu, W. 1998. A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation. *Energy and Buildings*, 28(2): 137-144
- Choundhury, 1993. Introduction to the normalization group method and turbulence modelling. Fluent Inc. technical Memorandum, TM-107.
- Clarke J A (2001) *Energy Simulation in Building Design* (2nd Edn), London
- Critten D. L. (1988). Light transmission through structureless multispans greenhouse roofs of “ gothic arc” cross section. *J. agric. Engng. Res.* 41, 319-325.
- Critten D. L. (1989). An approximate theory for predicting the light transmission distribution across a greenhouse. *J. agric. Engng. Res.* 42, 301-311.
- Djunaedy, E. (2005). External coupling between building energy simulation and computational fluid dynamics. Thèse de Ph.D – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven
- Dos Santos, G.H. and Mendes N. 2004. Analysis of numerical methods and simulation time step effects on the prediction of building thermal performance. *Applied Thermal Engineering* 24: 1129-1142
- Duffie J.A., Beckman W.A. (2008). *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3rd edition.
- Ebey H.T (2007). Simulation of solar cereal dryer using TRNSYS., Thèse de Masters, université de Addis-Ababa.
- Emmel M.G, Abadie M.O., Mendes N, (2007). New external convective heat transfer coefficient correlation for isolated low-rise buildings. *Energy and building*, 39, 335-342.
- Fatnassi H., Boulard T., Poncet C., Chave M., (2006). Optimisation of greenhouse Insect Screening with Computational Fluid Dynamics. *Biosystem engineering* 93, 301-312
- Fatnassi H., Boulard T., Bouirden L. (2003). Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens. *Agricultural and forest Meteorology* 118(1), 97-111.

- Fidaros D.K., Baxevanou C.A. Baetzans T., Kittas C.,(2009). Numerical simulation of thermal behaviour of ventilated arc greenhouse during solar day. *Renewable Energy* 35(7), 1380-1386.
- Fluent Inc.,(2006). *Fluent 6.3 User's Guide*, Lebanon -New Hampshire.
- Gosselin J.R, Chen Q.Y. 2007. A Computational method for calculating heat transfer and air flow through a dual-airflow window.
- Gosselin JR, Chen Q.A; 2008. A computational method for calculating heat transfer and dual-airflow window. *Energy and buildings*, 40(4), 452-458
- Gulser, C. and I. Ekberli, (2004). A comparison of estimated and measured diurnal soil temperature through a clay soil depth. *J. Applied Sci.*, 4: 418-423
- Harrison L.P. (1963). Fundamental concept and definitions relating to humidity. In Wexler, A(ed). Vol.3. Reinhold publishing company, New York.
- Hensen J.L.M. 1999. A comparison of coupled and de-coupled solutions for temperature and air flow in a buildings. *ASHRAE Transaction*, 52, 962-969
- Impron I., Hemming S., Bot G.P.A. (2008). Effect of cover prosperities, ventilation rate, and crop leaf area on tropical greenhouse climate. *Biosystems Engineering* 99, 553-564.
- Jacovides C ; P. , Mihalakakou (1995). An underground pipe system as an energy source for cooling/ heating purposes. *Renewable Energy*, 6 (8) 893-900.
- Jiang Y., Chen Q.(2002). Effect of fluctuatin wind direction on cross natural ventilation in buildings from large eddy simulation. *Building and environment*, 37, 379-386
- Kasten F.,G. Czeplack, (1979), Solar and terrestrial radiation dependent on the amount and type of cloud, *Sol Energy* 24 pp. 177–189.
- Keesung k, Jeong-Yeol Y., Hyucj-jin K. et al. (2008). 3-D CFD analysis of relative humidity distribution in greenhousr with a fog cooling system and refrigerative dehumidifiers. *Biosystems Engineering* 98, 224-234.
- Khalifa A.J.N, Marshal R.H. (1990). Validation of heat transfer coefficient on interior building surface using a real-sized indoor test cell. *Int. J. Heat and mass transfer*, 33(10) 2219-2236.

- Khawar J., Ghafour A, Chao Y.(2009). Validation of CFD-CSD coupling interface methodology using commercial codes. *Int. U. numer. Meth. Fluids*. DOI: 10.1002/flid.2192
- Kim K, Yoon J.Y, Kwon H.J, et al. (2008).3-D CFD analysis of relative humidity distribution in greenhouse with a fog cooling system and refrigeration dehumidifiers. *Biosystem Engineering*.100, 245-255.
- Kim K. Giacomelli GA, Yoon J-Y et al (2007). CFD Modeling to improve the design of a fog system for cooling greenhouses. *JARQ* 41 (4), 283-290.
- Kim K., Yoon J-Y ,Kwon H-J, et al (2008). 3-D CFD analysis of relative humidity distribution in greenhouse with a fog cooling system and refrigerative dehumidifiers. *Biosystem Eng*. 100, 245-255
- Kimball B.A. (1973). Simulation of the energy balance of greenhouse. . *Agricultural Meterology* 11, 243-260.
- Kindelan M. (1980). Adynamic modeling of greenhouse environnement. *Transaction of ASAE* 23(5), 1232-1239
- Kittas C (1986). Greenhouse cover conductance. *Boundary- Layer Meteorology* 36 (1986)213-225
- Kittas C ; Chipale J.P., De Villrle O, Apries F (1987). Modèle d'estimation de la température de la serre. *Agricultural and forest Meterology* 39, 131-142.
- Kittas C ; Chipale J.P., De Villrle O, Apries F (1987). Paramètres significatifs du détermisme de la température de l'air de la serre. *Agricultural and forest Meteorology* 40, 265-277.
- Kittas C. baille A. (1998). Determination of the spectral proprieties of several greenhouse cover materials and evaluation of spectral parameters related to plant response. *J. agric. Engng. Res*. 71, 193-202.
- Kittas C; Baille A. Giaglaras P. (1999). Influence of covering material and shading on the spectral distribution of light in greenhouses. *J. agric. Engng. Research*. 73, 341-351

- Kittas C; Tchamichian M, Katsoulas N. et al. (2006). Effect of two UV-absorbing greenhouse- covering film on growth and yield of an eggplant soiless crop. . *Scientia horticulturae* 110, 30-37.
- Kuznik F, virgone J Johannes K. 2010. Development and validation of new TRNSYS tyoe for the simulation of external building walls containing PCM. *Energy and Building*. 42, 1004-1009.
- Lamrani M.A., Boulard T., Roy J.C., jaffrin A..(2001). Airflows and Temperature patterns indced in a coonfined greenhouse. *J Agric Res.* , 78(1), 75-88.
- Launder B.E., Reece G.J., Rodi W., 1975. Progresse in the development of Reynolds-stress turbulence closure. *Journal of Fluid Mechanics*, 69, 537-566.
- Mahdoubi 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 Meteorology* 149, 1050-1062
- Martin M; Berdahl P., 1984. characteristic of infrared sky radiation in the united States. *Solar Energy*, 33, 321-336
- Mesmoudi K, 2010. Etude Expérimentale et Numérique de la Température et de l'Humidité de l'Air d'un Abri Serre Installé dans les Haut Plateaux d'Algérie, Région des Aurès. Université de Batna
- Mesmoudi K, Soudani A et Serir L. 2008. Modèle de bilan énergétique d'une serre agricole sans couvert végétal. *Revue des Energies Renouvelables* Vol 11 N°1 (2008) 51 – 64
- Mihalakakou, G. 2002. On estimating soil surface profiles. *Energy and Buildings* 34, 251-259
- Mihalkakou G., Santamouris M, Lewis J.O., Asimakopoulos D.N, (1997). On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles. *Solar enrgy*, 60,181-190.
- Mirsadeghi M, Blocken B.J.E., Hansen J.L.M. 2008? Validation of external BES-CFD coupling by inter-model comparison. , 29th AIVC Conference, 14-16 October 2008 3,193-198

- Mistriotis A., Arcidiano C., Picuno P., Bot G.P.A., Sacarscia-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., Sacarscia-Mugnozza G.(1997 b). Analysis of efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Agricultural and forest Meteorology* 85, 217-228.
- Monteith J, M. Unsworth(2007) *Principles of Environmental Physics*. Academic Press
- Morisson G.L. (1980).Passive storage energy in greenhouses. *Solar Energy* 25, 365-371
- Negrao Cezar O.R. (1998). Inegration of computational fluid dynamics with building thermal and mass flow simulation. *Energy and buildings* 27, 155-165.
- Norton T., Sun D. Grant J Fallon R. Dodd V. (2007). Application of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: *Biosource technology* 98, 2386-2414.
- Ould khaoua S.A., Bournet P.E., Migon C., Boulard T., Chaussérieaux (2006). Analysis of greenhouse ventilation efficiency based on computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*. 95(1),83-98.
- Ould khaoua S-A, 2006. Modélisation de l'aération et du microclimat des serres en verres de grande portée sous climat tempéré océanique. Thèse de Doctorat, Angers.
- Panofsky H., Dutton J., (1984). *Atmospheric Turbulence*, Wiley, New York,.
- Papadakis G., Frangoudakis A. Kyritsis(1992). Mixed, Forced and Free convection Heat transfer at the greenhouse cover. *J. agric. Engng Res.* 51; 191-205.
- Papadopoulos A.P., X Hao (1997).Effect of three greenhouse cover materials on tomato growth, productivity and energy use. *Scientia horticulurae* 70 165-178.
- Patankar S.V.et Spalding D.B.,, 1972. A calculation Procedure for Heat, Mass And Momentum transfer in three-Dimensional Parabolic Flows. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15, 1780-1806.
- Piters J.C., Deltour J. M.(1999). Modelling solar energy inputs in greenhouses. *Solar energy* 67, 119-130.

- Richards P.J, Hoxey R.P., (1993) Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the k- ϵ turbulence model. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 46-47, 145-153.
- Roy J.C., Boulard T. , Kittas C. Wang S. (2002). Convective and ventilation transfer in greenhouses, part 1 : the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystem Engineering* 83 (1), 1-20.
- Ruize E, Martinez P;J. 2010. Analysis of an open air swimming pool solar heating system. *Solar energy*, 84, 116-123
- Sharma P.K., Tiwari G.N, Sorayan V.P.S. (1999). Temperature distribution in different zones of the microclimate of greenhouse: a dynamic model. 40, 335-348.
- Shklyar A., Arbel A.,(2004). Numerical model of three-dimensional isothermal flow patters and mass flux in a pitched-roof greenhouse. *J. Win Engng and Ind; aerodynamics* 92, 1039-1059.
- Simonetti M., Fracastoro G.V, (2008). Numerical and experimentation study of an airing device for controlled natural ventilation of a building. *International Journal of ventilation*, 7(3), 187-196.
- Spearson, A.E. Wheldon, P. Hadeley (1995). Radiation Transmission and Fluorescence of Nine Greenhouse Cladding materials. *J. agric. Engng. Research*, 62, 61-70.
- Stanghelini C . (1987) Transpiration of greenhouse crops: an ain to climate management. These de Ph ;D. Agricultural University, Wageninge.
- Steeman H.J, Janssens A., Charmiet J.C, Paepe M. (2009). Modeling indoor air and hygrothermal wall interaction in building simulation : Comparaison between CFD and a welle-mixed zonal model. *Building and Environment* **44**, 572-583
- Tcamitchian M, Longuness JJ.(1991). Photosynthèse d'unr culture en rang de tomate sous serre. Modélisation analytique et cartographie de l'activité du feuillage. *Agronomie* **11**, 17-26.
- Teiltel M. ,Dvorkin D., Haim Y., Tanny J. , Segnoer I.. (2009). Comparison of measurement and simulated flow through screens: Effects of screen inclination and prosioty. *Biosystems Engineering* **104**, 404-416.

- Teitel M., Liran O., Tanny J., barak M. (2008). Wind driven ventilation of a mono-span greenhouse with a rose and continuous screened side vents and effect of flow patterns and microclimate. *Biosystems Engineering* **101**, 111-122.
- Teirel M., Ziskind G., Liran O., Dubovsky V., Letan R., (2008.) effect of wind direction on greenhouse ventilation rate, airflow patterns and temperature distribution. *Biosystem Engineering* **101**, 351-369.
- Timmon M., (1994.) use of physical models to predict the fluid motion in slot-ventilated livestock structures. *ASAE Transaction*, **27**(2), 502-507.
- Trcka A. (2008). CO-simulation for Performance Prediction of Innovative Integrated Mechanical Energy Systems in Buildings, Thèse de Ph.D, Eindhoven University of Technology.
- Trcka M., Wetter M., Hensen L.M. (2009). An implementation of co-simulation for prediction on innovative integrated HVAC systems in buildings. Eleventh International conference, Glasgow, Scotland, July 27-30, 2009
- Villi G, Pasut W, De carli M., (2009). CFD modelling and thermal performance of wooden ventilated roof structure. *Build Sim.* **2**, 215-228
- Wang S, Deltour J. (1999). Studies on thermal performances of a new greenhouse cladding material. *Agronomie* **19**. 467-475.
- Wang S., Boulard T. (2000) Predicting the microclimate in naturally ventilated plastic house in Mediterranean climate. *J. agric. Engng.* **75**, 27-38
- Wieringa, J. (1992). Updating the Davenport roughness classification, *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 41-44, 357-368.
- Woloszyn M, Rode C. (2008). Tools for Performance Simulation of Heater, Air and Moisture Condition of Whole Buildings, *Build Sim.* **1**, 5-24
- Zhai Z., Chen QY, Haves H., Klems J.H.. 2002. On approaches to couple energy simulation and fluid computational fluid dynamics programs, *Building and environment*, **37**, 857-864.
- Zhai Z., Chen QY. (2003). Solution character of iterative coupling between energy simulation and CFD programs, *Building and environment*, **35**, 493-505.

Zhai Z., Chen QY. (2004). Numerical determination and treatment of convective heat transfer coefficient in the coupled buildings energy and CFD simulation. *Building and environment*, **39** , 1001-1009.

Zho Y., Teitel M., Barak M., (2001). Vertical temperature and humidity gradient in a naturally ventilated greenhouse. *J Agric Res.* , **78**(4), 431-436.

Zogou O., Stamatelos A. (2007). Optimization of thermal performance of a building with ground source heat pump system, *Energy Conversion and Management***48**, 2853–2863

Résumé

D'un point de vue théorique, l'appréhension du microclimat des serres peut être envisagée en suivant une approche nodale basée sur un modèle intégral (0D) ou en suivant une approche multidimensionnelle basée sur un modèle différentiel. Ces deux approches apparaissent totalement indépendantes mais elles sont en réalité complémentaires (échange de conditions aux limites). Le couplage entre ces deux approches constitue l'objectif principal du travail de thèse que nous proposons.

Le modèle intégral ne donne aucune information sur la distribution de la température et de l'humidité dans l'espace, les coefficients de transfert par convection utilisés dans ce modèle sont empiriques et leurs expressions varient d'un auteur à un autre. Cependant, ce modèle prend en considération le rayonnement aussi bien dans le domaine du visible que dans le domaine de l'infrarouge et permet le calcul des puissances solaires absorbées par chaque paroi à partir des données radiométriques (éclairage global, direct ou diffus) mesurées ou estimées. D'autre part, il est possible de parvenir à une connaissance plus fine du microclimat distribué en régime transitoire en utilisant un modèle différentiel basé sur la discrétisation de l'espace en volumes élémentaires et en résolvant les équations de la mécanique de fluide (CFD Computational Fluid Dynamics). En pratique, compte tenu de la lourdeur des moyens informatiques requis, ceci n'est réalisable que sur une période relativement courte et sous des conditions extérieures stables (autour de midi ou pendant la nuit). Dans ce type d'approche, les transferts radiatifs sont encore rarement pris en compte correctement (on préfère imposer des températures ou des flux sur les parois de la serre plutôt que de résoudre l'équation de transferts radiatifs). De plus, peu de travaux ont été menés en 3D sur des serres avec cette méthode et les études en régime instationnaire sont quasiment inexistantes.

Compte tenu de ces éléments, il nous semble pertinent d'utiliser la complémentarité entre ces deux approches pour coupler le modèle 0D avec un modèle 2D de climat distribué, l'idée étant de se rapprocher de la précision du modèle 3D tout en limitant l'effort de calcul. De plus, le couplage entre les deux approches nous permettra de déterminer avec une grande précision les coefficients d'échange convectif dont les besoins énergétiques en dépendent considérablement.

Les résultats obtenus sont encourageants. Ils ont en particulier révélé le rôle joué par le couplage des modèles dans la connaissance fine du le microclimat qui s'instaure à l'intérieur de la serre. La genericité du couplage permet d'étendre l'étude d'une manière pluridisciplinaire.

Abstract

From a theoretical point of view, the apprehension of the indoor greenhouses microclimate may be considered following a nodal approach based on a full model (0D) or by following a multidimensional approach based on a differential model. The both approaches appear entirely independent but in fact there are complementary (exchange of boundary conditions). The coupling between these two approaches is the main objective of the thesis.

The full model gives no information on the distribution of temperature and humidity in the space, the convective transfer coefficients used in this model are empirical and their expressions vary from one author to another. However, this model takes into account both the radiation in the visible than in the infrared band and allows the calculation of the solar energy absorbed by each. On the other hand, it is possible to achieve a more detailed knowledge of the transient distributed microclimate using a differential model based on the discretization of space into volume elements and solving the equations of fluid mechanics by CFD (Computational Fluid Dynamics). In practice, given the height computer resources required, this can only be achieved over a relatively short period under stable external conditions (around noon or at night). In this approach, the radiative transfer are still rarely taken into account properly (we prefer to impose temperatures or flux on the walls of the greenhouse rather than solving the equation of radiative transfer). In addition, few works have been done in 3D on greenhouses using this method and the unsteady studies are missing.

Given this, it seems appropriate to use the complementarities between these two approaches to couple the 0D model with a 2D model of distributed environment, the idea being to get closer to the accuracy of the 3D model while limiting the computational effort. In addition, the coupling between the two approaches allows us to determine with great accuracy the coefficients of convective heat exchange with the energy demands depend significantly.

The results obtained are encouraging. In particular, they revealed the role played by the coupling of models in-depth knowledge of the microclimate that develops inside the greenhouse. The genericity of coupling extends the study in a multidisciplinary way.