



Simulation numérique des transferts thermiques dans une serre agricole chauffée par un bloc solide isotherme

Hicham Bouali, Ahmed Mezrhab, Larbi Elfarh, Chérifa Abid, Marc Medale

► To cite this version:

Hicham Bouali, Ahmed Mezrhab, Larbi Elfarh, Chérifa Abid, Marc Medale. Simulation numérique des transferts thermiques dans une serre agricole chauffée par un bloc solide isotherme. Jean-Jacques BEZIAN. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. ENSTIMAC, 5p., 2007. <hal-00163200>

HAL Id: hal-00163200

<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00163200>

Submitted on 29 Aug 2007

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

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

SIMULATION NUMERIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS UNE SERRE AGRICOLE CHAUFFEE PAR UN BLOC SOLIDE ISOTHERME

Hicham BOUALI^(a), Ahmed MEZRHAB^(a), Larbi ELFARH^(a), Chérifa ABID^(b),
Marc MEDALE^(b)

^(a) Laboratoire de Mécanique et Energétique, Faculté des Sciences, Département de Physique,
60000 Oujda, Maroc

^(b) École Polytechnique Universitaire de Marseille, Laboratoire IUSTI, Marseille, France
mezrhab@sciences.univ-oujda.ac.ma, elfarh@sciences.univ-oujda.ac.ma, hibouali@yahoo.fr

Résumé : Les effets provoqués par le transfert thermique radiatif sur la distribution de température, l'écoulement d'air et le transfert de chaleur dans une serre contenant un bloc solide carré, isotherme et chaud, sont étudiés numériquement. Les équations différentielles gouvernant le système sont discrétisées à l'aide d'une méthode des volumes finis et le couplage pression-vitesse est traité par l'algorithme SIMPLER. Les systèmes algébriques obtenus sont résolus par la méthode des gradients conjugués. La serre est supposée de rapport de forme $A=2$, et les résultats sont présentés en termes d'isothermes, de lignes de courant et de nombre de Nusselt pour des nombres de Rayleigh compris entre 10^3 et 10^6 .

Mots clés : serre horticole, rayonnement thermique, convection naturel, volumes finis.

1. INTRODUCTION

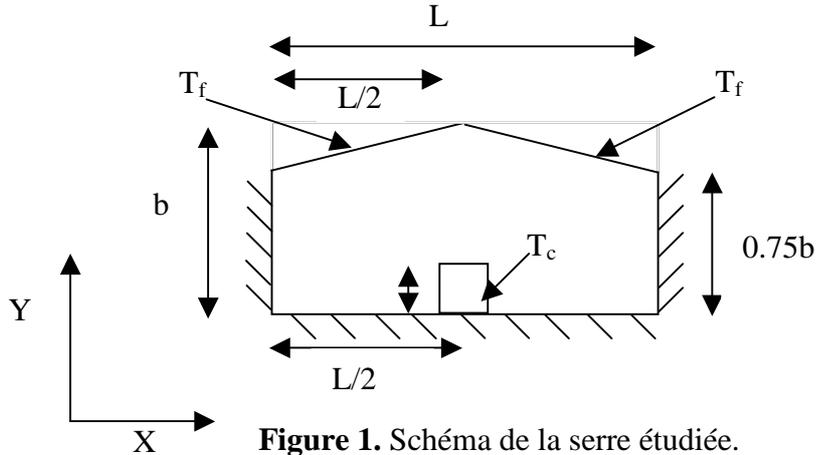
Plusieurs études numériques et expérimentales ont été réalisées sur la convection naturelle dans des cavités rectangulaires. Cet intérêt est jugé par les applications industrielles qu'elles reflètent dans divers problèmes d'industrie comme la conception des capteurs solaires, le confort thermique de l'habitat, le refroidissement des composants électroniques ou encore la conception des serres agricoles [1-2].

Parmi les travaux réalisés sur les serres, on cite notamment celui de Boulard [1], qui a analysé le processus de chauffage dans une serre. Dans sa thèse de Doctorat, Boulard a étudié en détail les transferts de chaleur, qui se produisent à l'intérieur d'une serre contenant des radiateurs de chauffage. Les résultats obtenus dans son étude peuvent contribuer au bon design des serres. Pendant l'hiver, la température à l'intérieur de la serre diminue et empêche le développement de la plante ; ce qui pousse les agriculteurs à chercher des alternatives de chauffage des serres tout en maintenant une température de consigne. Parmi les études de chauffage des serres, on cite notamment le travail de Roy et al. [2], dans lequel ils ont étudié expérimentalement la caractérisation du transfert de chaleur à partir des tubes chauffants dans une serre. Les études précédentes négligent le transfert de chaleur par rayonnement thermique, même si ce dernier peut être, dans certaines conditions, très important. Ainsi, l'objectif de cette étude est de mettre en évidence l'influence du rayonnement thermique dans une serre mono chapelle de rapport de forme $A = 2$.

2. FORMULATION MATHEMATIQUE ET PROCEDURE NUMERIQUE

La serre étudiée est présentée sur la figure 1. On suppose l'écoulement incompressible, laminaire, permanent et bidimensionnel. Afin de simplifier l'analyse, l'approximation de Boussinesq est utilisée. Le fluide circulant dans la cavité est de l'air sec et ses propriétés

physiques, à part sa densité, sont supposées constantes à la température moyenne T_0 . Les surfaces radiatives sont supposées grises et diffuses en émission/réflexion.



Ces hypothèses simplificatrices nous permettent d'écrire les équations adimensionnelles gouvernant le transfert de chaleur et l'écoulement dans la serre sous la forme:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra Pr \theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

Conditions aux limites :

$$X = 0 \text{ et } 0 \leq Y \leq 0.75: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} - Nr \phi_r = 0 \quad (5)$$

$$0 \leq X \leq 1 \text{ et } Y = 0.25 X + 0.75: \quad U = V = 0, \quad \theta = -0.5 \quad (6)$$

$$1 \leq X \leq 2 \text{ et } Y = -0.25 X + 1.25: \quad U = V = 0, \quad \theta = -0.5 \quad (7)$$

$$X = 2 \text{ et } 0 \leq Y \leq 0.75: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} - Nr \phi_r = 0 \quad (8)$$

$$0 \leq X \leq 1 - H/2 \text{ et } Y = 0: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} - Nr \phi_r = 0 \quad (9)$$

$$1 + H/2 \leq X \leq 2 \text{ et } Y = 0: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} - Nr \phi_r = 0 \quad (10)$$

$$1 - H/2 \leq X \leq 1 + H/2 \text{ et } 0 \leq Y \leq H/2: \quad U = V = 0 \text{ et } \theta = 0.5 \quad (11)$$

Les équations gouvernant le système ont été discrétisées par une méthode de volumes finis avec un schéma de discrétisation centré pour les termes de transport. Le couplage pression-vitesse a été assuré par l'algorithme SIMPLER [3] et les systèmes obtenus ont été résolus par la méthode des gradients conjugués.

Une étude du maillage a été réalisée et nous avons conclu que le maillage optimal qui permet d'avoir un meilleur compromis (précision/temps de calcul) est 60x60. Pour résoudre

les équations (8-10), les surfaces radiatives du solide formant la cavité et le bloc solide ont été discrétisées en un nombre N de surfaces radiatives. N est égal au nombre total des interfaces entre volumes de contrôle solide et fluide. Ainsi, la densité adimensionnelle ϕ_i de flux radiatif perdu par la surface S_i est donnée par :

$$\phi_{r,i} = R_i - \sum_{j=1}^N R_j F_{i-j} \quad (12)$$

et la radiosité adimensionnelle est obtenue en résolvant le système:

$$\sum_{j=1}^N (\delta_{ij} - (1 - \epsilon_i) F_{i-j}) R_j = \epsilon_i \Theta_i^4 \quad (13)$$

où F_{i-j} est le facteur de forme entre les surfaces S_i et S_j . F_{i-j} est déterminé en utilisant une approximation par éléments de frontière, en effectuant l'intégration par méthodes de Monte Carlo et en utilisant un algorithme permettant de traiter l'effet d'ombre [4].

Pour traiter le couplage entre la convection et le rayonnement, les températures de surfaces radiatives de la partition et des parois adiabatiques sont calculées en résolvant les équations non linéaires (Eq. 8-10). Cette résolution est effectuée en utilisant une procédure itérative interne avec sous relaxation à chaque pas de temps. A chaque itération interne (relative au calcul des températures de surfaces), le système linéaire des équations de radiosités (Eq. 13) est résolu par une méthode directe.

Le nombre de Nusselt moyen le long du bloc solide est défini par :

$$Nu = 2 \int_0^H \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{(X=1-H/2, Y)} + N_r \phi_r(X=1-H/2, Y) \right) dY + \int_{1-H/2}^{1+H/2} \left(- \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{(X, Y=H)} + N_r \phi_r(X, Y=H) \right) dX \quad (14)$$

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Dans toute l'étude, nous avons pris $A = 2$, $H = 0,1$, $Pr = 0,71$, $T_o = 300 K$ et $\Delta T = 20 K$. On rappelle que notre objectif est d'analyser l'effet du rayonnement thermique sur le transfert de chaleur et l'écoulement d'air dans une serre (figure 1). Pour cette raison, nous avons présenté les isothermes et les lignes de courants correspondant au cas de la convection naturelle pure ($\epsilon = 0$) et au cas de la convection naturelle couplée au rayonnement thermique ($\epsilon = 1$) (figure 2, 3). Dans tous les cas, la circulation d'air est caractérisée par deux cellules de recirculation localisées symétriquement par rapport à la médiane verticale de la serre. Cette structure est expliquée par le fait que l'air froid qui s'échauffe près du bloc solide monte vers le haut de la serre et s'écoule le long du toit, où il se refroidit. Par conséquent, une portion descend le long du mur gauche et l'autre le long du mur droit. Ainsi, la structure symétrique du toit et la position médiane du bloc solide sont responsables de la structure bicellulaire des lignes de courants. On constate que la circulation d'air augmente avec le nombre de Rayleigh et sous l'influence du rayonnement. Concernant les isothermes, l'effet du rayonnement thermique est remarquable juste près des parois adiabatiques. Cela est dû au fait que l'air est considéré parfaitement transparent vis-à-vis des échanges radiatifs, et donc seules les surfaces solides participent aux échanges radiatifs. En effet, en convection naturelle pure les isothermes sont perpendiculaires aux parois adiabatiques, alors qu'elles s'inclinent en mode combiné à cause des flux radiatifs. On note que l'augmentation du nombre de Rayleigh favorise le transfert de chaleur au voisinage du bloc solide. En effet, plus le nombre de Rayleigh est grand plus la vitesse du fluide s'accélère et permet l'extraction d'une plus grande quantité de chaleur. De ce fait les isothermes sont plus denses près du bloc solide lorsque le nombre de Rayleigh est grand. Par conséquent, pour des grands nombres de Rayleigh la

température est presque constante dans la majorité du volume intérieur, à l'exception des zones proches du bloc solide et du toit.

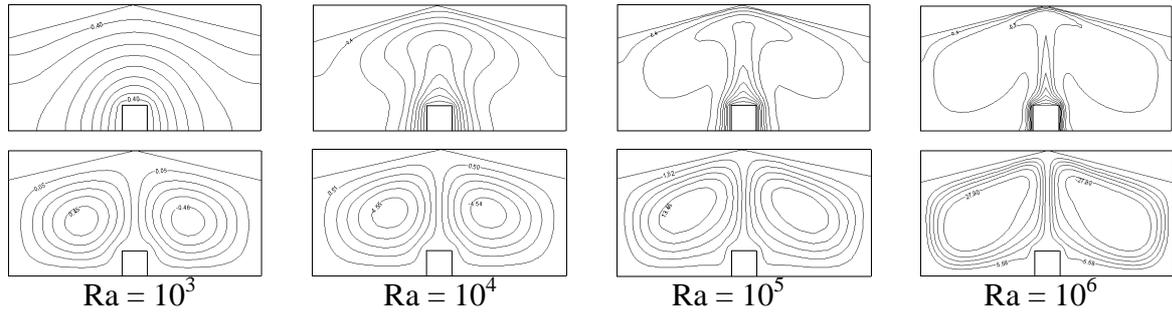


Figure 2 : Isothermes et lignes de courants, cas de convection naturelle pure ($\epsilon = 0$) ;
 $Ni = Ns = 11$

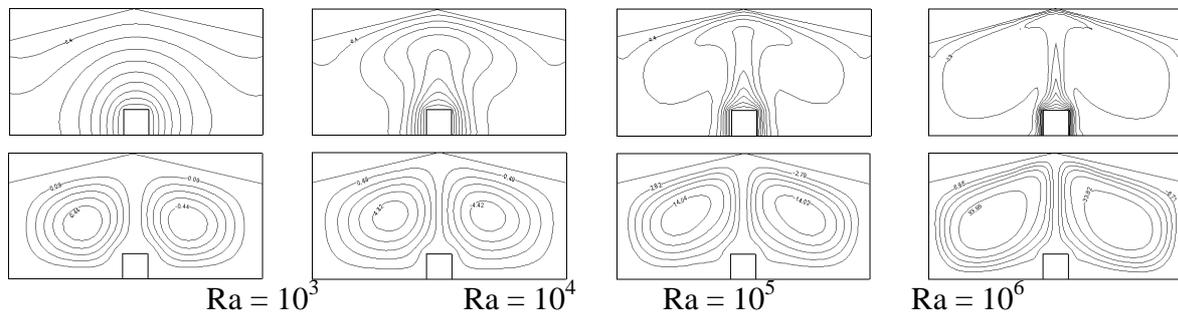


Figure 3 : Isothermes et lignes de courants, cas de convection naturelle couplé au rayonnement thermique ($\epsilon = 1$) ; $Ni = Ns = 11$

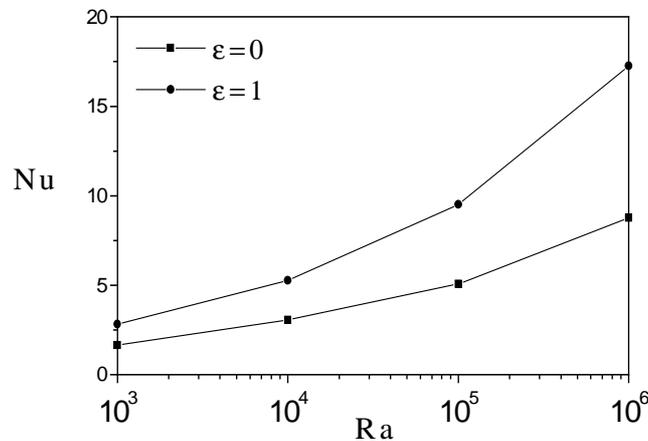


Figure 4. Effet du rayonnement thermique sur le nombre de Nusselt moyen

Le nombre de Nusselt moyen Nu caractérisant le transfert de chaleur du bloc solide vers le reste de la serre est représenté dans la figure 4. On constate que Nu augmente rapidement avec le nombre de Rayleigh Ra , à cause des effets de convection naturelle et du rayonnement thermique qui deviennent plus significatifs à grandes valeurs de Ra . On note aussi que la contribution du rayonnement thermique dans le transfert de chaleur est très importante, elle est traduite par la différence des deux courbes.

