



# Simulation Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Serre Agricole

Y. SLATNI<sup>1</sup> et M. DJEZZAR<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Département De Physique

<sup>2</sup> Département De Physique

Université Constantine 1 ALGERIE

<sup>1</sup>slatniyacine@gmail.com

<sup>2</sup>mdjezzar@umc.edu.fr

**RESUME**—Dans ce travail, nous étudions numériquement le phénomène de la convection naturelle, en régime laminaire et permanent dans une serre agricole. En utilisant la formulation vorticité-fonction de courant, dans un système de coordonnées dites "Bicylindriques", nous avons pris comme conditions de chauffage des parois isothermes pour notre serre ( $T_c$  pour le sol et  $T_f$  pour le toit, avec  $T_c > T_f$ ).

Les équations régissant ce phénomène ont été discrétisées par la méthode des volumes finis et une méthode aux différences centrées, nous avons examiné l'effet de l'influence du nombre de Rayleigh sur le phénomène de la convection naturelle, les résultats de la simulation ont été donnés sous forme, de champs de température et de lignes de courant.

**Mots clés** - serre agricole, formulation vorticité-fonction de courant, coordonnées bicylindriques.

## I. INTRODUCTION

La serre est un outil de production permettant de créer artificiellement un microclimat destiné à favoriser la croissance et le développement de cultures. Les principaux facteurs climatiques du milieu interne à une serre, qui sont différents par rapport à l'extérieur, sont : la température, la lumière et l'humidité. Dans ce système, la convection naturelle est un mécanisme particulièrement important pour l'échange de chaleur entre l'air intérieur et toutes les autres surfaces solides (sol, parois, toit, culture, systèmes de climatisation et de chauffage).

Beaucoup de travaux publiés ont été élaborés concernant la convection dans les serres agricoles qui sont en relation directe avec notre étude. Parmi ces travaux nous citons :

- Zacharia Kabdi et al [1], ont étudié la convection thermique naturelle laminaire, permanente et bidimensionnelle dans des lunules cylindriques d'axe horizontal. Utilisant un repère bicylindrique, la fonction de courant et la vorticité.
- C.L Chen et C.H Cheng [2], ont fait des tests numériques et expérimentaux pour étudier le transfert thermique convectif naturel et le modèle de flux dans une enceinte en forme d'arc incliné.
- T. Bartzanas et al [3], ont étudié la simulation numérique du flux d'air et de la distribution de

température dans une serre tunnel équipée d'écrans pare-insectes dans les ouvertures en utilisant un CFD.

- Serm Janjai et al [4], ont étudié une sécheuse de serre solaire à grande échelle et des tests de niveau de terrain ont démontré ses potentiels de séchage de piment, de café et de banane.
- T.Boulard et al [5] montrent qu'en absence de sporulation dans la serre, les mécanismes aériens d'échange entre l'intérieur et l'extérieur de la serre sont cruciaux pour déterminer le transport intérieur et la distribution du Botrytis inoculum et la distribution du climat intérieur.

## II. MODELE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHÉMATIQUE

Nous considérons une serre tunnel fermée qui contient un fluide incompressible, les conditions de chauffage des parois isothermes pour notre serre ( $T_c$  pour le sol et  $T_f$  pour le toit, avec  $T_c > T_f$ ) (Fig.1). Les écoulements susceptibles d'être développés dans cette serre sont gérés par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. Il s'agit de déterminer la distribution de température, et des lignes de courant. L'écoulement de la convection naturelle est provoqué par les forces de poussées thermiques et reste laminaire. On suppose que les propriétés physiques sont constantes sauf pour la masse volumique du mélange qui dépend de sa température selon la relation suivante:  $\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$

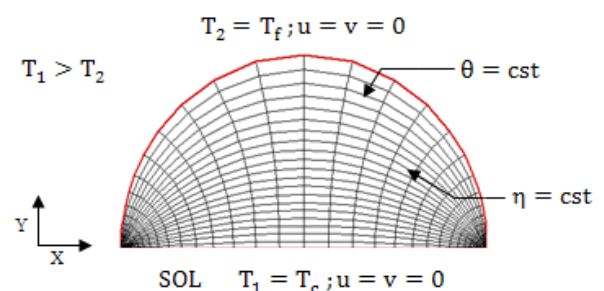


Fig. 1 Présentation physique du problème et conditions aux limites



Le problème est traité sous une forme générale en utilisant une adimensionalisation adéquate. Les paramètres du problème sont : le nombre de Prandtl  $Pr$  et le nombre de Rayleigh  $Ra$ .

Le modèle mathématique en coordonnées bicylindriques obtenu est le suivant:

$$\frac{\partial(H.V_\eta)}{\partial\eta} + \frac{\partial(H.V_\theta)}{\partial\theta} = 0$$

$$V_\eta \frac{\partial\omega}{\partial\eta} + V_\theta \frac{\partial\omega}{\partial\theta} = \frac{Pr}{H} \left[ \frac{\partial^2\omega}{\partial\eta^2} + \frac{\partial^2\omega}{\partial\theta^2} \right] + Pr Ra \left[ F(\eta,\theta) \frac{\partial T}{\partial\eta} - G(\eta,\theta) \frac{\partial T}{\partial\theta} \right]$$

$$V_\eta \frac{\partial T}{\partial\eta} + V_\theta \frac{\partial T}{\partial\theta} = \frac{1}{H} \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial\eta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial\theta^2} \right]$$

$$\text{Avec: } Ra = \frac{g\beta\Delta T D_h^3}{\alpha\nu} \text{ et } Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

### III. CONDITIONS AUX LIMITES

La résolution du système d'équations adimensionnelles obtenues précédemment nécessite l'incorporation de conditions aux limites adimensionnelles pour chaque variable dépendante.

- Conditions de la paroi sol ( $\theta = \theta_i = \text{constant}$ ):

$$V_\eta = V_\theta = \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = 0$$

$$\omega = -\frac{1}{H^2} \left( \frac{\partial^2\psi}{\partial\eta^2} + \frac{\partial^2\psi}{\partial\theta^2} \right) = 0$$

$$T = 1$$

- Conditions de la paroi toit ( $\theta = \theta_e = \text{constant}$ ):

$$V_\eta = V_\theta = \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = 0$$

$$\omega = -\frac{1}{H^2} \left( \frac{\partial^2\psi}{\partial\eta^2} + \frac{\partial^2\psi}{\partial\theta^2} \right) = 0$$

$$T = 0$$

### IV. MODELE NUMERIQUE

Le modèle numérique utilisé pour résoudre notre système d'équations est fondé sur la méthode des volumes finis développée par Patankar [6], cette méthode s'appuie sur une discrétisation du domaine de calcul en différents nœuds, chacun d'entre eux étant entouré d'un volume élémentaire sur lequel on intègre les équations aux dérivées partielles et une méthode aux différences centrées développée par Nogotov [7]. Les systèmes obtenus sont résolus par une méthode itérative à coefficients de sous-relaxation. Un code de calcul en langage FORTRAN est établi et validé en comparant nos résultats avec ceux de la référence [1] (Fig.2).

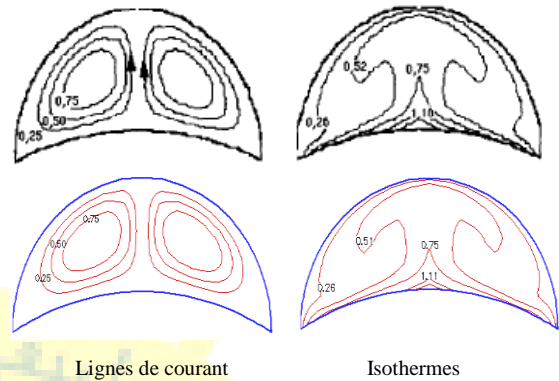


Fig. 1 Comparaisons des lignes de courant et des isothermes issues de nos calculs avec ceux Zacharia.K [1]

### V. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats sont présentés sous forme d'isothermes et de lignes de courant dans la serre, en considérant la valeur du nombre de Prandtl fixe 0.702, et on varie le nombre de Rayleigh entre  $5.10^2$  et  $10^6$ .

#### Isothermes:

La figure (3) représente les isothermes:

Pour  $Ra=10^3$ , elles sont des courbes presque parallèles et épousent assez bien les profils des parois. Dans ce cas la distribution des températures est simplement décroissante du sol vers le toit à l'intérieur de la serre. Nous pouvons dire que les transferts thermiques se font par pseudo-conduction.

Pour  $Ra=10^4$ , elles se modifient sensiblement, ce qui traduit la dominance du transfert convectif.

Cependant pour  $Ra=10^5$  et  $Ra=10^6$  elles se modifient et finissent par adopter la forme d'un champignon. La distribution de la température est décroissante de la paroi chaude vers la paroi froide. Le sens de la déformation des isothermes est conforme au sens de rotation des lignes de courant. En régime laminaire, nous pouvons dire que, sous l'action du mouvement des particules qui quittent le bas de la serre, les lignes isothermes se « voûtent » et s'éloignent du sol à cet endroit, ce qui signifie que la convection s'intensifie.

#### Lignes de courants :

La figure (4), représente les lignes de courant où l'écoulement s'organise en deux cellules principales qui tournent dans des sens opposés, pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh.

Pour  $Ra=10^3$ , nous remarquons la présence de deux vortex contrarotatifs, de grandes tailles situés de part et



d'autre du plan vertical médian, du côté gauche l'écoulement tourne dans le sens horaire et du côté droit, il est de sens contraire à cause de la structure symétrique de la serre, où les particules du fluide se déplacent vers le haut sous l'action des forces de la poussée d'Archimède et redescendent vers le bas sous l'action de la pesanteur. Nous pouvons dire que les transferts thermiques se font par pseudo-conduction car les champs des vitesses même ayant des valeurs très faibles restent différents de zéro. Les valeurs de la fonction de courant qui sont données sur ces figures sont très petites.

Pour  $Ra=10^4$ , la figure montre que les lignes de courant se modifient sensiblement car les centres des deux vortex se déplacent légèrement vers le milieu de la serre et les valeurs de la fonction de courant mentionnées sur la même figure augmentent aussi sensiblement, ce qui traduit une transformation du transfert conductif au transfert convectif, mais qui reste relativement faible,

Quand  $Ra=10^5$  et  $10^6$ , les figures illustrent un écoulement caractérisé par deux vortex, qui se déplacent vers le centre en occupant presque la totalité de la serre, ceci montre que l'échange est convectif. En plus, cette structure est expliquée par le fait que l'air froid qui s'échauffe près du sol monte vers le haut et s'écoule le long de la serre. Les valeurs de la fonction de courant sur ces figures augmentent d'une manière significative.

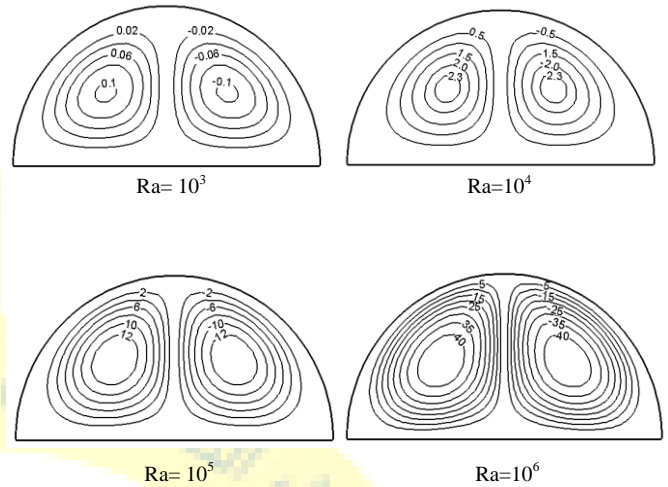


Fig.4 : Ligne des courants pour un nombre de Rayleigh variant  $10^3$  à  $10^6$

## VI. CONCLUSION

Nous avons étudié numériquement la convection naturelle bidimensionnelle laminaire et permanente sous serre tunnel fermée, l'effet du nombre de Rayleigh, sur la convection naturelle a été analysé.

Les résultats des simulations numériques ont montré, que la conduction est le régime de transfert de chaleur dominant, pour des nombres de Rayleigh inférieurs à  $10^4$ , et la convection naturelle devient prépondérante pour des nombres de Rayleigh supérieurs à  $10^4$  pour tous les cas traités.

## REFERENCES

- [1] Zacharia Kabdi , U-Cheul Shin , Cheikh Mbowli, Michel Dagueneat . « Convection thermique naturelle laminaire, permanente et bidimensionnelle dans des lunules cylindriques », RevGénTherm (1997) 36, 319-329.
- [2] Chin-Lung Chen, Chin-Hsiang Cheng. "Buoyancy-induced flow and convective heat transfer in an inclined arc-shape enclosure", International Journal of Heat and Fluid Flow23 (2002) 823-830.
- [3] T. Bartzanas , T. Boulard , C. Kittas."Numerical simulation of the airflow and temperature distribution in a tunnel greenhouse equipped with insect-proof screen in the openings". Computers and Electronics in Agriculture 34 (2002) 207-221.
- [4] SermJanjai, PoolsakIntawee ,JindaKaewkiew, ChanokeSritus , VathsanaKhamvongsa."A large-scale solar greenhouse dryer using polycarbonate cover: Modeling and testing in a tropical environment of Lao People's Democratic Republic". Renewable Energy 36 (2011) 1053-1062.
- [5] Boulard, T., Haxaire, R., Lamrani, M. A. etJaffrin,"A. Characterization and modeling of the air fluxes induced by natural ventilation in a greenhouse". Journal of Agricultural Engineering Research, (1999). 74: 135-144.
- [6] Patankar, S.V,"Numerical Heat Transfer and Fluid Flow". Hemisphere Publishing,New York, USA, 1980.
- [7] E.F. Nogotov,"Applications of Numerical Heat Transfer", McGraw-Hill book company, New York, (1978).

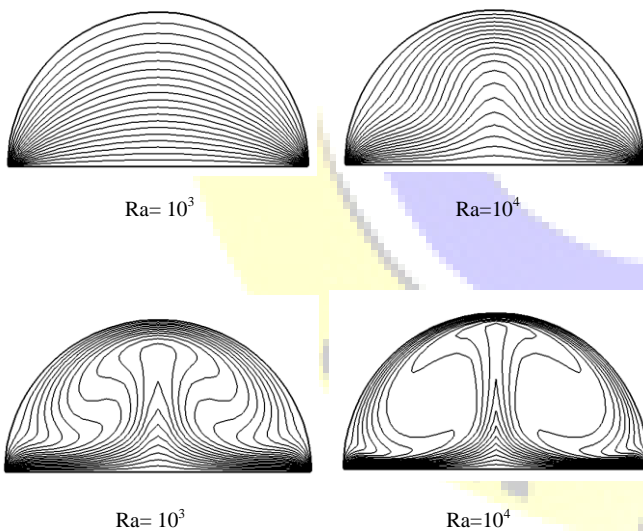


Fig.3. Isothermes pour un nombre de Rayleigh variant  $10^3$  à  $10^6$