



Étude numérique bidimensionnelle du transfert de chaleur dans une cavité demi-cylindrique (serre tunnel)

Sofiane Kherrou^{*1}, Rida Zarrif¹, Lyes Boutina¹, Hocine Bensaha¹

^{#1}Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algeria

*S_kherrou@uraer.dz

Résumé— L'étude numérique bidimensionnelle de l'écoulement et le transfert de chaleur par convection naturelle d'un fluide confiné dans une cavité demi-cylindrique (cas d'une serre tunnel) chauffée par un flux constant a été fait. Le champ d'écoulement est régi par l'équation de Navier-Stokes et le champ thermique par l'équation d'énergie. La résolution du système d'équation a été faite par l'utilisation de logicielle CFD Fluent qui est basé sur la méthode des volumes finis. L'effet du nombre de Rayleigh sur la structure d'écoulement et le taux de transfert de chaleur a été analysé. Les résultats montrent que la structure de l'écoulement et le taux de transfert de chaleur est fortement affecté par l'augmentation du nombre de Rayleigh. Une corrélation du nombre de Nusselt moyens en fonction du Nombre de Rayleigh a été obtenue.

Mots clés — Convection naturelle, Régimes laminaire, cavité demi-cylindrique, Nombre de Rayleigh, Nombre de Nusselt

I. INTRODUCTION

La convection naturelle dans les cavités d'air a fait l'objet de nombreuses recherches au cours des dernières décennies en raison de ses diverses applications techniques, telles que les cheminées solaires, les façades à double vitrage et les murs Trombe [1]. Plusieurs géométries ont été traitées en fonction de leur destination et du secteur concerné. Des études numériques [2, 3] examinent l'influence de l'angle d'inclinaison de la cavité sur le flux convectif naturel dans une enceinte en (3D) et (2D) respectivement. Les forces gravitationnelles induites le transfert de chaleur et l'écoulement des fluides dans une enceinte triangulaire sont étudiés numériquement et expérimentalement par H. F. Oztop et al. [4], tandis que la configuration annulaire est examinée avec une approche numérique dans [5] en adoptant le schéma de loi de puissance SIMPLE-R. La revue [6] contient des détails de nombreuses publications sur la convection naturelle dans plusieurs autres géométries, ainsi que l'influence de divers paramètres sur les phénomènes convectifs qui se produisent dans des cavités fermées. Les écoulements convectifs naturels dans les cavités hémisphériques ont été étudiés par Baïri and Öztop [7]. En énergie solaire, Certains

distillateurs à base horizontale utilisent cette géométrie pour la condensation de la vapeur d'eau sur le dôme. L'un des aspects les plus importants du conditionnement climatique en serre est sa distribution spatiale. La serre tunnel est le type de serre le plus couramment utilisé dans le bassin méditerranéen. Fidaroset al. [8] Ont étudiés numériquement l'effet du rayonnement solaire sur le microclimat d'une serre tunnel. La convection naturelle est considérée comme l'un des facteurs les plus importants de l'environnement des serres.

L'objectif principal du présent travail est d'analyser l'écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité demi-cylindrique. L'effet du nombre de Rayleigh dans la gamme ($10^3 < Ra < 10^6$) a été analysé pour obtenir une corrélation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, qui peut être utiles pour des applications d'ingénierie où les hémicylindres sont utilisés que ce soit à petit échelle dans l'électronique, ou bien à grand échelle dans l'agriculture et l'habitat.

II. GEOMETRIE ET FORMULATION DU PROBLEME

A. Géométrie et formulation de problème

La géométrie de notre problème étudié est illustrée sur la figure. 1. Elle consiste d'une cavité demi-cylindrique chauffée par un flux constant.

B. Les équations régissent l'écoulement

Dans cette étude, l'écoulement d'air dans la cavité demi-cylindrique a été régi par les équations bidimensionnelles de la convection naturelle. Les propriétés thermo-physiques de l'air sont supposées constantes sauf pour la densité au terme de la force de flottabilité où l'approximation de Boussinesq est valide.

Ainsi, les équations régissant notre problème peut être écrite comme suit :

- l'équation de continuité :

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



- les équations de quantité de mouvement suivant x et y

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\sqrt{Gr}} \left(\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\sqrt{Gr}} \left(\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \right) + \theta \quad (3)$$

- l'équation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{Pr \cdot Ra}} \left(\left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \right) \quad (4)$$

Avec ; $Gr = (g \beta q R^3 / \nu^2)$; $Pr = \nu / \alpha$ et : $Ra = Gr \cdot Pr$

$$\theta = (T - T_a) / \Delta T$$

Où U, V et P sont les composantes du vecteur vitesse, la pression adimensionnelles, respectivement.

Les conditions aux limites, comme suite (voir figure 1) :

- sur la paroi supérieure :

$$\text{À } 0 \leq y \leq \pi ; 0 \leq x \leq 2R;$$

$$U = V = 0, \theta = 0$$

- sur le sol :

$$\text{À } 0 \leq X \leq 2R ; Y = 0;$$

$$U = V = 0, \theta = 1$$

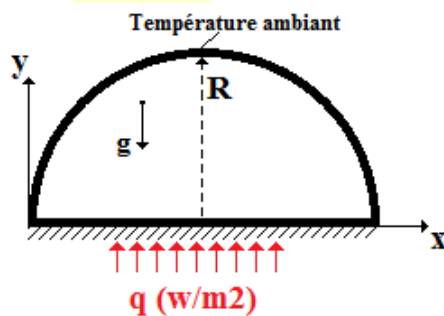


Fig. 1 : Cavité demi-cylindrique.

III. APPROCHE NUMERIQUE

Après la création de la géométrie du notre problème à l'aide de logiciel gambit, la première étape suivie est l'effet de maillage, qui sert à satisfaire que la solution est indépendante du nombre des nœuds. La deuxième étape est consacrée sur la définition des conditions aux limites et le type de domaine de calcul pour notre problème étudié. La méthode des volumes finis est utilisée pour la résolution du système d'équation gouverné notre problème.

Dans notre cas, l'utilisation du logiciel FLUENT nous permet de construire un modèle numérique capable de traiter l'écoulement bidimensionnel et le transfert de chaleur par convection naturelle laminaire. Le couplage pression-vitesse est traité par l'algorithme SIMPLE [10].

Le critère de convergence a été fixé à 10^{-7} pour l'équation de continuité, tandis que pour l'équation d'énergie, le critère était 10^{-8} .

IV. RESULTATS ET DISCUSSION

L'enceinte (serre tunnel) considérée est de longueur $L = 2R$ et de hauteur $H = R$. La taille de l'enceinte dans la direction z est supposée être infiniment longue. La paroi inférieure a une source de chaleur qui est supposée être chauffée de manière isotherme avec un flux constant. La couverture de la serre est refroidie isotherme à température constante TC.

Comme on peut le voir sur la figure 2 (a-d), le flux d'air est caractérisé par deux cellules de recirculation situées symétriquement par rapport à la médiane verticale de la cavité semi cylindrique. Cela peut s'expliquer par le fait que l'air chauffé près de la paroi chaude est poussé verticalement au sommet de la cavité et accéléré le long du toit où il est refroidi. Par conséquent, une partie descend le long du toit à gauche et l'autre le long du toit à droite. En d'autres termes, la structure symétrique de la cavité semi-cylindrique est responsable de la structure des lignes de courant à deux cellules.

La figure 2 (a-d) illustre les profils des fonctions de courant et des isothermes obtenus pour des différentes valeurs de Rayleigh. Pour $Ra = 10^3$, la circulation à l'intérieur de la serre est si faible que les forces visqueuses dominent les forces de flottabilité. Comme on peut le voir sur la figure, les isothermes s'écartent légèrement d'une structure diagonalement symétrique, qui est la solution de conduction. Ceci conduit la conduction à être un mécanisme de transfert de chaleur dominant à l'intérieur de l'enceinte. Avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, l'intensité de la recirculation à l'intérieur de l'enceinte augmente et les noyaux des cellules se déplacent vers le haut. A $Ra = 10^4$, les isothermes s'écartent de la structure diagonalement symétrique et les modes de conduction et de convection du transfert de chaleur se situent à un niveau comparable. Au-delà de $Ra = 10^4$, la déformation des isothermes augmente de plus en plus et la convection prend place, en devenant le mode dominant de transfert de chaleur. À $Ra = 10^5$, la formation des couches limites thermiques peut être observée en raison de l'intensité de recirculation accrue. A $Ra = 10^6$, les couches limites thermiques deviennent minces, ce qui augmente le transfert d'énergie. De plus, les isothermes deviennent stratifiées et le degré de stratification augmente avec l'augmentation de Ra.



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algeria 24-25 Octobre 2018

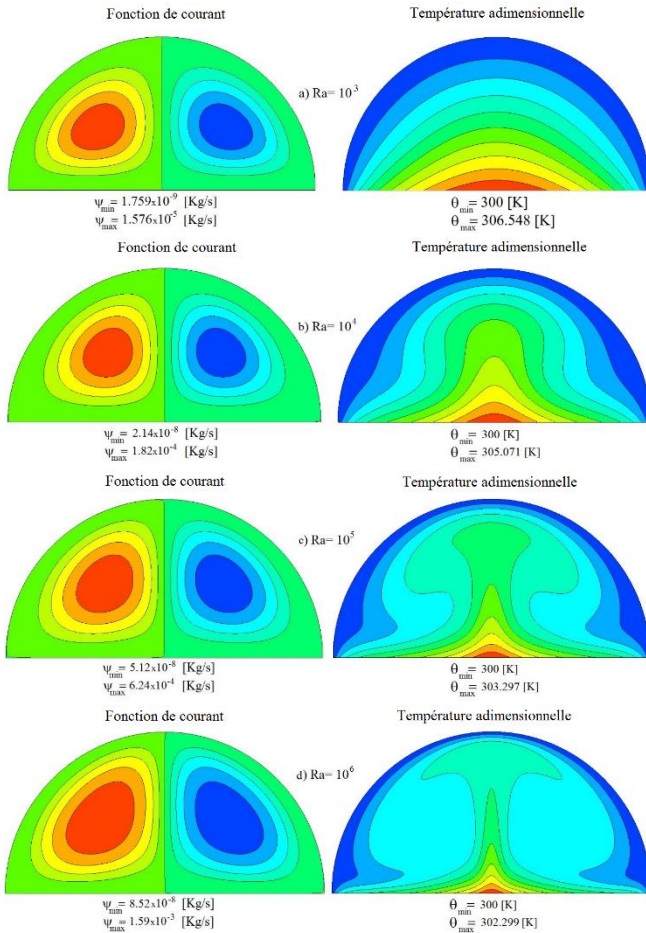


Fig. 2 (a-d) : Illustration des profils des fonctions de courant et des isothermes dans la serre à différents Ra.

Pour obtenir une meilleure comparaison, les profils de température adimensionnelle à $\theta = 1$ à partir des données de calcul à différents valeurs de Rayleigh (Ra) sont mise à une comparaison pour $x=0$ (l'axe de symétrie).

Pour plus de justification concernant la distribution de la température dans l'enceinte, la figure 3 montre les profils de température le long du $x=0$, où nous constatons des valeurs comprises entre une valeur maximale correspondante à la température au sol de l'enceinte et une faible valeur correspondante à la paroi supérieur (couverture) de l'enceinte. On remarque que pour $10^3 < Ra < 10^6$ la valeur maximale de température au milieu de l'enceinte diminue avec l'augmentation de Ra à une valeur donnée de y où il y a une stratification et pour $y > 0.7$ la valeur maximale de température au milieu de l'enceinte augmente avec l'augmentation de Ra.

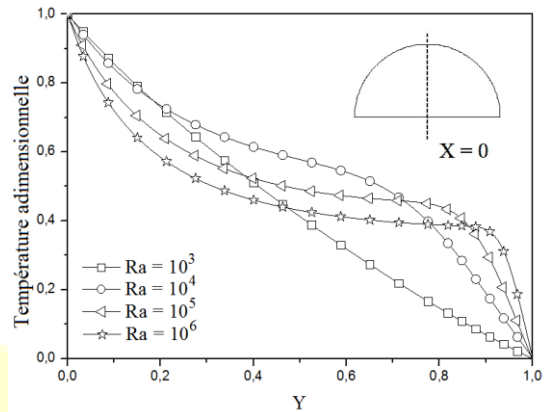


Fig. 2 : Variation adimensionnelle de la température au milieu de la serre ($x=0$) pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh

Les isothermes et les structures de lignes de courant (figure 2 (a-d)) ne donnent pas d'informations précises sur l'effet des paramètres étudiés (Ra et Nu) sur le transfert de chaleur total à l'intérieur de la cavité semi-cylindrique. Pour cette raison, nous présentons le nombre moyen de Nusselt qui caractérise le transfert de chaleur dans la cavité de la paroi chaude vers le toit (voir Fig. 4).

La figure 4 montre une proportionnalité Nu-Ra, L'effet de l'augmentation du nombre de Rayleigh sur la distribution de la température et les structures d'écoulement du fluide à l'intérieur de la cavité semi-cylindrique est logiquement observé dans la convection naturelle. En effet l'augmentation du gradient de température améliore le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation des dimensions de la serre.

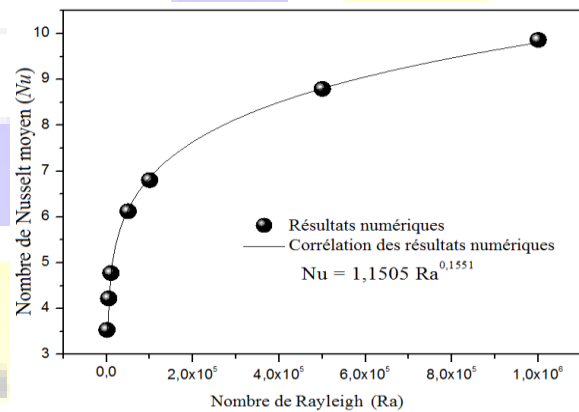


Fig. 4 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu) en fonction du nombre de Rayleigh (Ra)



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algeria 24-25 Octobre 2018



V. CONCLUSIONS

Les résultats numériques bidimensionnels pour la convection naturelle laminaire dans une cavité semi-cylindrique chauffée par le bas, sont présentés. L'effet du nombre de Rayleigh sur le champ d'écoulement et du taux de transfert de chaleur a été analysé. Les résultats montrant la distribution de la température est stratifiées sont formées dans des enceintes semi-cylindriques. Aussi, pour les faibles nombres de Rayleigh, les isothermes sont parallèles et deviennent de plus en plus ondulées à mesure que le nombre de Rayleigh augmente, ce qui explique que le transfert de chaleur est accentué. En effet, l'augmentation du nombre de Rayleigh induit une augmentation des forces de flottabilité ce qui signifie une augmentation de la vitesse de l'air et par conséquent, l'extraction d'une plus grande quantité de chaleur. Dans la zone située en milieu ($x=0$) de la cavité. Dans cette région, la chaleur est transférée verticalement vers le toit.

L'étude de modélisation montre que l'écoulement induit par les forces de flottabilité peut être simulé avec une bonne précision dans des conditions laminaires ($Gr < 10^6$) en utilisant l'algorithme SIMPLER.

NOMENCLATURE

U, V	Composantes de la vitesse adimensionnelle [/]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles [/]
R	Rayon de la cavité [m]
g	Accélération de la pesanteur [m/s^2]
P	Pression adimensionnelle [/]
T	Température [K]
ΔT	Différences de température [k]
T_0	Température ambiante [K]
Pr	Nombre de Prandtl [/]
Ra	Nombre de Rayleigh (= $Gr \cdot Pr$)
Nu	Nombre de Nusselt moyen [/]
G_r	Nombre de Grashof ($= (g \cdot \beta \cdot (T_h - T_0) \cdot R^3) / \nu_f^2$)

SYMBOLES GRECS

α	Diffusivité thermique [m^2/s]
ρ	Masse volumique [kg/m^3]
β	Coefficient d'expansion thermique, [1/K].
Θ	Température adimensionnelle [/]
ν	Viscosité cinématique, [m^2/s].

REFERENCES

- [1] C. A. Short, M. Cook, K. J. Lomas, 'Delivery and performance of a low-energy ventilation and cooling strategy', *Building Research and Information*, 2009, 37 (1), pp. 1-30.
- [2] B. Ben Beya, T. Lili, Transient natural convection in 3D tilted enclosure heated from two opposite sides, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 2009, 36, 604-613.
- [3] T. Basak, A. K. Singh, T. P. A. Sruthi, S. Roy, Finite element simulations on heat flow visualization and entropy generation during natural convection in inclined square cavities, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 2014, 511-8.
- [4] H.F. Öztop, Y. Varol, A. Koca, M. Firat, Experimental and numerical analysis of buoyancy-induced flow in inclined triangular enclosures, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 2012, 39 (8), pp. 1237-1244.
- [5] W.S. Fu, Y.H. Jou, C.H. Lee, A transient natural convection in an annular enclosure, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 18 (1991) 373-384.
- [6] A. Baïri, E. Zarco-Pernia, J. M. García de María, A review on natural convection in enclosures for engineering applications. The particular case of the parallel ogrammic diode cavity, *Appl. Therm. Eng.* 63 (2014) 304-322.
- [7] A. Baïri, H. F.Öztop, "Free convection in inclined hemispherical cavities with dome faced downwards. Nu-Ra relationships for disk submitted to constant heat flux." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol 78, pp. 481-487.
- [8] D. Fidaros, C. Kittas, C. Baxevanou, T. Bartzanas, "Solar radiation distribution in a tunnel greenhouse." *In International Symposium on High Technology for Greenhouse System Management: Greensys*, 2007 vol801, pp. 855-862.
- [9] F. R. Menter, Best practice: scale-resolving simulations in ANSYS CFD. ANSYS Germany GmbH, 2012, 1-70.
- [10] Patankar, Suhas. Numerical heat transfer and fluid flow. CRC press, 1980.