



# Etude numérique de la convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire plan à air destiné pour le séchage solaire

Foullanine Meriama<sup>\*1</sup>, Mediani Ahmed<sup>1</sup>, Loumani Akil<sup>1</sup>, Braham Chaouch Wafa<sup>1</sup> et Djatout Abdeldjabar<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Division Conversion Thermique et Thermodynamique,

Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieux Sahariens Adrar  
B.P. 478 Route de Reggane - Adrar

\* E-mail : [meriafmf@gmail.com](mailto:meriafmf@gmail.com)

**Résumé**— Dans cet article nous présentons l'étude numérique de la convection naturelle en 2D dans un capteur solaire à air, dont les surfaces horizontales sont adiabatiques. Les surfaces verticales, l'absorbeur et le vitrage sont maintenus respectivement à la température chaude  $T_c$  et froide  $T_f$ . Les équations qui régissent le phénomène de la convection naturelle dans la lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur du capteur, sont discrétisées par la méthode des éléments finis en utilisant le code de calcul COMSOL Multiphysics. Les résultats présentés sont sous forme des isothermes et des lignes de courant pour un nombre de Rayleigh qui varie entre  $10^3$  et  $10^6$ , le nombre de Nusselt local de l'absorbeur.

**Mots Clés**—la convection naturelle, capteur solaire, COMSOL Multiphysics.

## I. INTRODUCTION

Depuis la crise du pétrole, on attire l'attention sur la nécessité des économies d'énergie, notamment par l'utilisation d'énergie douce, comme l'énergie solaire [1].

Sécher un produit, quelle que soit sa nature, consiste à extraire de l'eau par vaporisation. Ce procédé est utilisé dans une large gamme des applications.

Le séchage solaire est l'une des méthodes le plus utilisée pour la conservation des produits agricoles et aussi l'une des modes d'utilisation de l'énergie solaire qui peut être transformée en chaleur à basse température, par des capteurs plans utilisant conjointement l'absorption par une surface sélective et l'effet de serre créé par un vitrage et servant habituellement à la production d'eau ou d'air chaud.

Généralement, on distingue trois grandes catégories de capteurs solaires plans à air: les capteurs à absorbeur perméable, les capteurs à absorbeur à géométrie variable et les capteurs à absorbeur plan.

La convection naturelle est un mode de transfert de chaleur qui est appliqué dans les capteurs solaires, c'est un phénomène de la mécanique des fluides, qui se produit lorsqu'un gradient induit un mouvement dans le fluide.

Dans ce sens, plusieurs travaux ont été consacrés à l'étude des capteurs solaires plans et ayant surtout pour but l'amélioration de son rendement thermique qui est la performance la plus significative.

L'étude théorique d'un capteur solaire plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la vitre, intégré en façade, fonctionnant en régime dynamique sous convection naturelle et destinée au chauffage [2], L'analyse du comportement de ce capteur a permis d'établir un modèle basé sur la résolution des équations de bilans thermiques par la méthode nodale. A l'aide de la simulation numérique sous Matlab (en utilisant la méthode de Runge- Kutta), ils ont pu déterminer les profils de températures, du vitrage, de l'absorbeur, et du fluide caloporteur (l'air) à la sortie du capteur, ainsi que le rendement thermique instantané.

F. Mokhtari et D. Semmar [3], ont étudié l'influence de la configuration de l'absorbeur sur les performances thermiques d'un capteur solaire à air.

L'étude numérique par la méthode des volumes finis de l'influence des rugosités au niveau de l'isolant afin d'augmenter les échanges thermiques au sein du capteur est faite pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air dans un capteur solaire plan muni des chicanes sans et avec rugosité rectangulaire, un travail qui a été fait par K. Aliane et M.A. Amraoui [4].

La modélisation mathématique d'un capteur solaire à air de conception conventionnelle à deux passes (circulation d'air de part et d'autres de l'absorbeur). A. Zerrouki et al. [5] en supposant que ce capteur est dans un état tel que les conditions de Bliss sont respectées.

Samir AMRAQUI et al. [6] ont étudiés numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans un capteur solaire thermique placé perpendiculaire au champ de pesanteur contenant des partitions attachées à son vitrage, les équations différentielles gouvernant le système sont discrétisées à l'aide de la méthode des volumes finis et le couplage pression vitesse est traité par l'algorithme SIMPLER. Les systèmes algébriques obtenus sont résolus par la méthode



de gradients conjugués. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt local  $Nul$  croît avec le nombre de Rayleigh. Il devient plus important pour une partition de petite longueur  $L_p$ . L'influence du rapport de forme  $A$  du domaine d'étude du capteur sur le transfert de chaleur est d'autant plus important que  $A$  est élevé.

Quant à ce travail, on a présenté l'étude numérique de la convection naturelle dans la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire destiné ou sécheur solaire.

## II. MODELE MATHEMATIQUE

### A. Modèle physique

La configuration étudiée est schématisée sur la figure 1, présente une lame d'air verticale d'un capteur solaire perpendiculaire au champ de pesanteur. L'absorbeur et le vitrage sont maintenus respectivement à la température chaude  $T_C$  et froide  $T_F$ , alors que les deux parois verticales sont adiabatiques.

Pour la formulation mathématique du problème considéré, l'écoulement est supposé laminaire et le transfert de chaleur bidimensionnel. Le fluide circulant dans le capteur est de l'air sec ( $Pr=0.71$ ) dont les propriétés physiques, à part sa densité, sont supposées constantes et prises à la température moyenne  $T_0$  (approximation de Boussinesq).

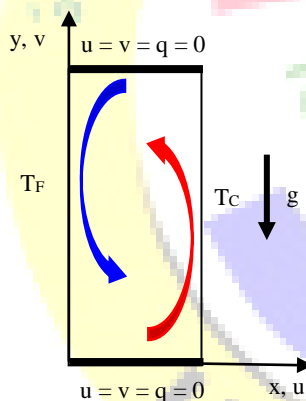


Fig. 1 Modèle physique, lame d'air verticale

Hypothèses simplificatrices :

- Les propriétés thermo-physiques du fluide sont constantes ;
- Fluide newtonien et incompressible ;
- Le régime est laminaire ;
- Le transfert de chaleur est bidimensionnel ;
- La dissipation d'énergie sous forme visqueuse est négligée.
- La densité du fluide en termes des forces de volume varie linéairement avec la température. Cette variation est donnée par l'approximation de Boussinesq:

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta T (T - T_0)) \quad (1)$$

### B. Mise en équation :

En utilisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$x^* = x/H \quad ; \quad y^* = y/H$$

$$u^* = uH/\alpha \quad ; \quad v^* = vH/\alpha$$

$$T^* = (T - T_0) / (T_C - T_F) \quad ; \quad p^* = (p + \rho_0 g y) H^2 / \rho_0 \alpha^2$$

- L'équation de la continuité :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (2)$$

- L'équation de quantité de mouvement :

- Suivant x :

$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + Pr \left( \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (3)$$

- Suivant y :

$$\frac{\partial v^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + Pr \left( \frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right) + Pr \cdot Ra \cdot T \quad (4)$$

- L'équation de l'énergie :

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (5)$$

où  $u^*$  et  $v^*$  sont les composantes de la vitesse et  $p^*$  est la pression.

$Pr$  et  $Ra$  sont les nombres de Prandtl et de Rayleigh de l'écoulement.

Conditions initiales et aux limites :

- ❖ conditions initiales :  
à  $t = 0$ ,  $u = v = 0$ ,  $T = 0$
- ❖ conditions aux limites :

- Paroi verticale (absorbeur):  $T = T_C$  et  $u^* = v^* = 0$

- Paroi verticale (vitrage):  $T = T_F$  et  $u^* = v^* = 0$

- Parois horizontales (isolation):

Conditions aux limites de température sur les parois horizontales :

$$T(x, 0) = T_i, \quad T(x, H) = T_e$$



### III. RESULTATS

Les résultats que nous présentons sont obtenus pour une épaisseur de la lame d'air d'un capteur solaire, varie de 2cm à 5cm. Le nombre de Prandtl pour cette étude  $Pr = 0.71$ .

#### A. Validation du code de calcul :

Le code numérique que nous avons utilisé pour résoudre les équations de base a été validé en prenant comme référence les résultats présentés dans l'article [6].

#### B. Discussion des résultats:

Pour la structure étudiée (la lame d'air d'un capteur solaire à air), les résultats obtenus sont présentés sous forme de lignes de courant et des isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh de  $10^3$  à  $10^6$  et d'épaisseur de la lame d'air, allant de 2 à 5cm, en imposant respectivement des conditions d'adiabaticité sur les parois horizontales du capteur.

#### ❖ L'influence du nombre de Rayleigh sur la distribution des isothermes:

La figure -2- (a, b, c, d) présente la distribution des isothermes pour différentes valeurs de nombre de Rayleigh et l'épaisseur de la lame d'air de 2cm à 5cm.

En augmentant la valeur du nombre de Rayleigh, les isothermes perdent leurs linéarités avec les parois verticales donnant ainsi un flux de chaleur qui change de direction avec la direction de la gravitation favorisant ainsi un mode de transfert convectif au niveau de la lame d'air du capteur. Au-delà de  $Ra = 10^5$ , les isothermes dans la zone d'étude deviennent de plus en plus agitées, favorisant de plus en plus la convection même pour les petites épaisseurs de la lame d'air.

#### ❖ L'influence du nombre de Rayleigh sur la distribution des lignes de courant:

Les lignes de courant sont présentées dans la figure -3- (a, b, c, d), pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh et différentes valeurs de l'épaisseur de la lame d'air. Il est clair que quel que soit la valeur de ce dernier, la structure de l'écoulement est mono cellulaire sans changement de sens pour l'écoulement.

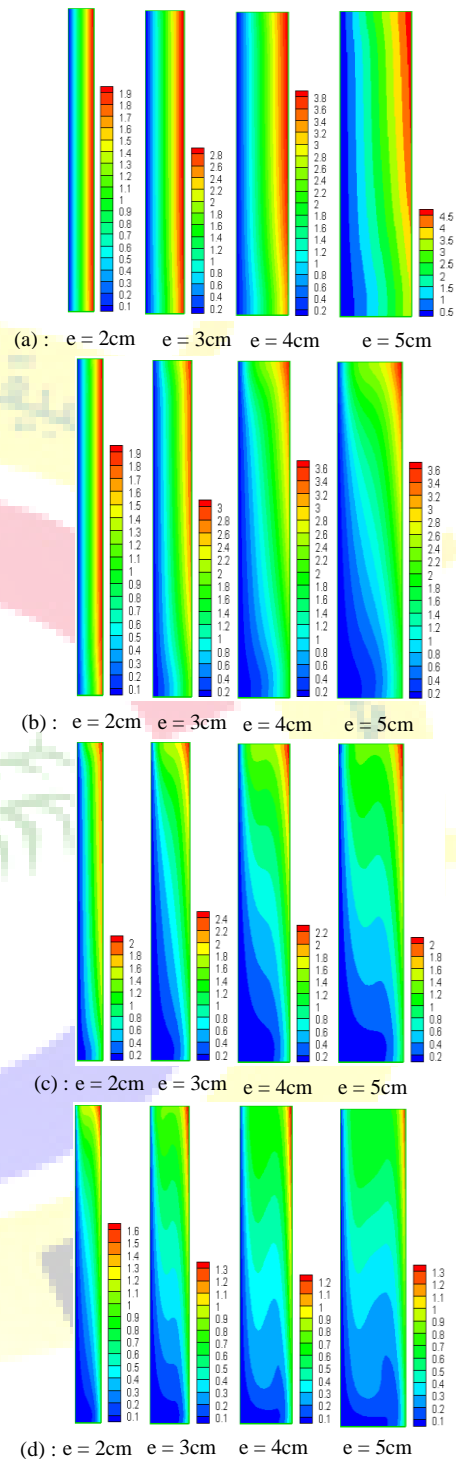
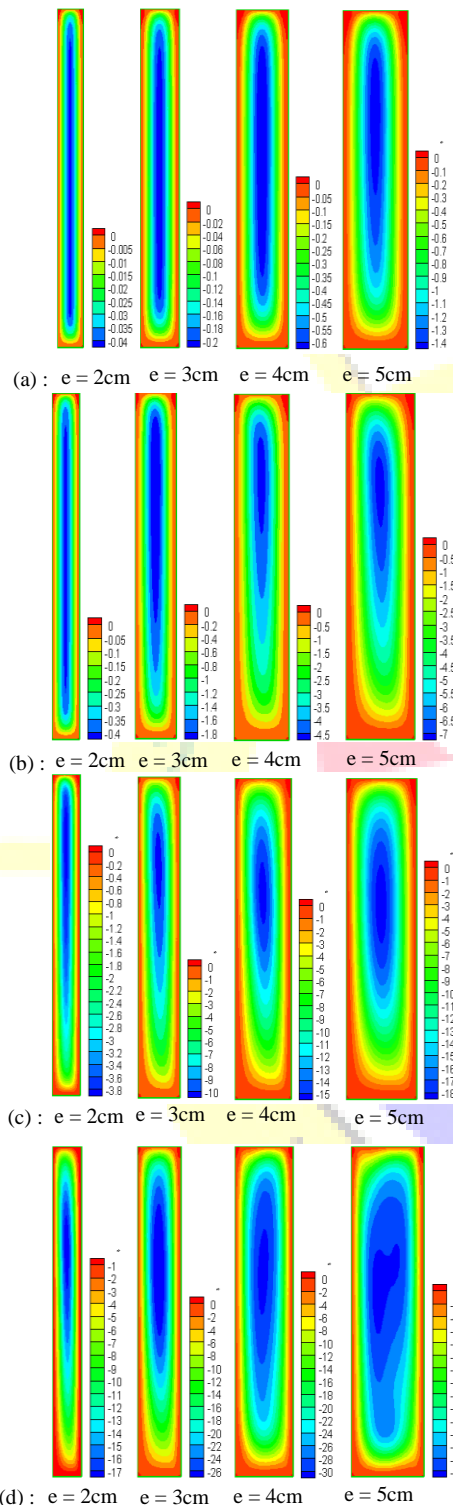


Fig 2. La distribution des isothermes pour  $Ra=10^3$  à  $Ra=10^6$  et l'épaisseur de la lame d'air de 2cm à 5cm



❖ Transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur est représenté par le nombre de Nusselt qui se calcule en fonction des grandeurs locales de température sur chaque paroi. En intégrant les nombres de Nusselt locaux, on obtient le nombre de Nusselt moyen correspondant à chaque paroi. Donc le nombre de Nusselt moyen sur les interfaces verticales inférieure solide-fluide (la face intérieure de la vitre et l'air à l'intérieur de la lame d'air du capteur) par exemple est donné par l'équation suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{L}{h} \int_0^{\frac{h}{L}} \left( \frac{h_{conv} L}{\lambda_f} \right)_{x=x_0} dy \quad (7)$$

En analysant la variation du nombre de Nusselt local en fonction de  $y$  (position), figure -4- (a, b, c, d) au niveau de la face intérieure de la vitre (l'interface de la vitre et l'air à l'intérieur de la lame d'air du capteur) pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ( $Ra$ ).

La distribution du nombre de Nusselt local dans l'interface de la vitre à l'intérieur de la lame d'air est présentée sur la figure -4- (a, b, c, d) on peut voir clairement que dans la zone étudiée le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et diminue avec l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air. On peut expliquer ce comportement observé par :

- Augmentation du transfert de chaleur dû à l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- La diminution du transfert de chaleur dû à l'augmentation de la surface de transfert.

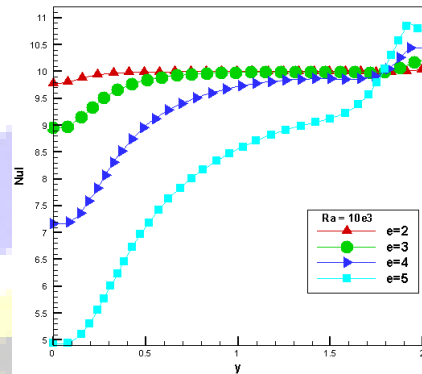


Fig 3. (a, b, c et d). La distribution des lignes de courant pour  $Ra = 10^3$  à  $Ra = 10^6$  et l'épaisseur de la lame d'air de 2cm à 5cm.

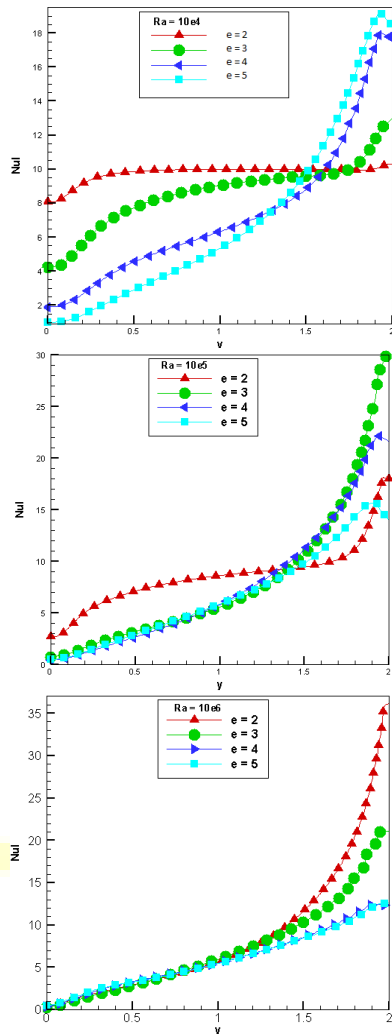


Fig.4 L'évolution de nombre du Nusselt local pour différents nombre de Ra et une épaisseur de la lame d'air de 2cm à 5cm.

#### IV. CONCLUSIONS

D'après cette modélisation on a abouti aux conclusions suivantes :

- ❖ L'effet du nombre de Rayleigh qui caractérise l'intensité de la convection naturelle a été mis en évidence. Les transferts thermiques augmentent avec le nombre de Rayleigh, pour cela le mode le plus dominant dans la zone fluide du capteur est la convection naturelle.
- ❖ la petite épaisseur de la lame d'air a amélioré considérablement les performances de transfert de chaleur.

#### REFERENCES

- [1] BELAHMADI Esmâ, Simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée poreuse, Mémoire de Magister en Génie Mécanique, 2013.
- [2] Rabéa. Kaoulal, Sidi Med El Amine. Bekkouche, Tayeb. Benouaz, Sofiane. Kherrour, « Modélisation numérique d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime transitoire en vue d'intégration au bâtiment », Conférence IBPSA France-Arras-2014.
- [3] F. Mokhtari et D. Semmar, « L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air », Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique (2001) 159-162.
- [4] K. Aliane et M.A. Amraoui, « Etude numérique d'un capteur solaire plan à air ayant une rugosité rectangulaire », Revue des Energies Renouvelables Vol. 16 N°1 (2013) 129 – 141.
- [5] A. Zerrouki, B. Tedjiza et N. Said, « Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes », Rev. Energ. Ren. Vol. 5(2002)49-58.
- [6] Samir AMRAQUI, Ahmed MEZRHAB, Cherifa ABID et Marc MEDALE, Etude numérique de la convection naturelle dans un capteur solaire partitionné.