

Numerical simulation of convective heat losses in a helical tube of a cylindrical solar receiver

Simulation numérique des pertes thermiques par convection dans un tube hélicoïdal d'un récepteur solaire cylindrique

Toufik Arrif^{1, 2✉}, Adel Benchabane², Abdelmadjid Chehhat³, Abdelfetah Belaid¹, Amar Rouag⁴

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

2 Université Mohamed Khider Biskra, Laboratoire de Génie Energétique et Matériaux (LGEM), Faculté des Sciences et de la Technologie, Biskra 07000, Algeria

3 Abbess Laghrou University of Khenchela, Faculty of Science and Technology, Department of mechanical engineering, 40000 Khenchela, Algeria

4 Université KasdiMerbah Ouargla, Laboratoire de développement des Energies Nouvelles et Renouvelables dans les Zones Arides et Sahariennes, LENREZA, BP 511, Ouargla 30000, Algeria

Received 12 February 2017

Published online: 27 June 2018

Convective losses

Natural Convection

Helical tube

Solar Receiver

Concentrating Solar Power Plants

Abstract: In this paper, natural convection heat losses in a cylindrical solar receiver are investigated numerically. The study is conducted using three helical tube diameters: 12mm, 16mm and 25mm. The diameter of the receiver is 0.3 m with an aspect ratio equal to one and three aperture ratios of 1, 0.75 and 0.5. In each case, the receiver tube inside the cylindrical cavity is modelled by a helical spiral similar to those of real systems. The simulations are performed for three inlet temperatures (of 50, 75 and 100°C) and four receiver tilt angles (of 0, 30, 60 and 90°) with a constant mass flow rate of 0.0885 kg/s. The effects of some parameters such as receiver size, boundary conditions, tube diameter, receiver tilt, inlet temperature and opening ratio on convective heat losses and outlet temperature are presented in form of graphs. It has been found that the convective heat losses are reduced by using the adiabatic boundary condition imposed on the half-circumference of the tube. Thus, increasing the helical tube diameter causes an increasing in the convective heat losses. The increasing of the fluid temperature and the opening ratio are found proportional to the increasing of convective heat losses.

© 2018 The authors. Published by the Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra. This is an open access article under the CC BY license.

Résumé : L'objectif de ce travail est l'étude numérique des pertes par convection naturelle d'un récepteur solaire sous forme de cavité cylindrique. L'étude numérique est menée pour un récepteur solaire cylindrique avec un tube hélicoïdal de diamètres : 12mm ; 16 mm et 25mm. Le diamètre du récepteur est de 0,3 m avec un rapport d'aspect égal à un, et des rapports d'ouverture de 1 ; 0,75 et 0,5. Ainsi, le tube du récepteur à l'intérieur de la cavité cylindrique est modélisé par une spirale hélicoïdale similaire à ceux existant dans les systèmes réels. Les simulations sont effectuées pour des températures d'entrée de 50 ; 75 et 100°C, pour des angles d'inclinaison du récepteur de : 0 ; 30 ; 60 et 90° et pour un débit massique constant de : 0,0885 kg/s. Les effets des paramètres comme la taille du récepteur, les conditions aux limites, le diamètre du tube, inclinaison du récepteur, la température d'entrée et le rapport d'ouverture sur les pertes thermiques convectives et la température de sortie sont présentés sous forme de graphes. On a constaté que les pertes thermiques sont diminuées en utilisant la condition aux limites adiabatique imposé à la demi-circonférence du tube et l'augmentation du diamètre du tube hélicoïdal entraîne une augmentation des pertes thermiques convectives. Les résultats ont montré également que les pertes convectives augmentent avec l'augmentation de la température moyenne du fluide et du rapport d'ouverture et diminuent avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur.

Mots clés : Pertes convectives, convection naturelle, tube hélicoïdal, récepteur solaire à cavité, centrales solaires à concentration.

1. Introduction

La qualité de vie et la sécurité énergétique des générations présentes et futures sont étroitement liées à la disponibilité des sources d'énergie et à la durabilité des infrastructures énergétiques. Les réserves actuelles de pétrole et de gaz naturel ne peuvent couvrir que les 70 prochaines années (Ab Kadir et al. 2010). Face aux enjeux énergétiques et climatiques actuels, le secteur de la production d'énergie solaire thermodynamique apparaît aujourd'hui comme une alternative praticable pour la production d'énergie électrique dans les zones à fort

ensoleillement tel que l'Algérie. La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement considérée comme la plus mature, mais de nombreuses études prospectives montrent une évolution significative des tours solaire à concentration et des concentrateurs paraboliques (Pitz-Paal 2012). Le contexte du développement actuel des centrales thermodynamiques solaires est analysé de façon politique, économique et/ou scientifique. Ces trois facteurs d'évaluation de l'histoire récente montrent que la période actuelle est très favorable au développement des énergies renouvelables notamment le solaire.

✉ Corresponding author. E-mail address: arrif.toufik@gmail.com

Nomenclature

A	surface totale d'échange du tube récepteur, m ²
C	constante, -
C _μ	constante du modèle de turbulence, -
C _p	chaleur spécifique à pression constante, J/(kg K)
C _v	chaleur spécifique à volume constant, J/(kg K)
d	diamètre d'ouverture, m
D	diamètre de la cavité cylindrique, m
F	forces volumiques, N
g	force de pesanteur, m/s ²
G	énergie cinétique turbulente, J
h	coefficient d'échange convectif, W/(m ² K)
k	énergie cinétique turbulente, m ² /s ²
\dot{m}	débit massique du fluide, kg/s
P	pression, Pa
Pr	nombre de Prandtl
q	quantité de chaleur par unité de volume, W/m ³
Q	perte par convection naturelle, W
R	constante universelle des gaz parfaits, 287 J/(kg K)
T	température, K
t	temps, s
u	vitesse en coordonnées tridimensionnelles, m/s
u'	partie fluctuante de la vitesse u, m/s
x	coordonnées cartésiennes, m

Greek symbols

β	coefficient de dilatation, 1/K
---------	--------------------------------

∂	dérivées partielles, -
ε	terme de dissipation turbulente, m ² /s ³
Φ	tenseur des contraintes visqueuses,
φ	angle d'inclinaison du récepteur, °
λ	conductivité thermique de l'air, W/(m K)
μ	viscosité dynamique du fluide, Pa s
μ_t	viscosité turbulente, m ² /s
ρ	masse volumique, kg/m ³
σ_k	nombre de Prandtl pour k (C ^{te} du modèle de turbulence), -
σ_ε	nombre de Prandtl pour ε (C ^{te} du modèle de turbulence), -

Indices

Air	air ambient
amb	ambient
b	flottabilité
conv	convectif
ef	entrée fluide
f	fluide
i	indice de sommation : 1, 2 et 3
j	indice de sommation : 1, 2 et 3
m	moyenne
sf	sortie fluide
t	turbulent(e)
tb	tube

L'Agence Internationale de l'Energie (AIE) fournit un scénario appelé BLUE dans lequel elle déclare qu'une capacité de 250 GW sera mise en service d'ici 2025 puis de 630 GW d'ici 2050 (Py et al. 2013). De nombreux pays ont initié un climat politique favorable pour encourager le développement des systèmes à concentration solaire (Concentrated Solar Power, CSP), tel que : Desertec, TRANS-SCP, MED-CSP, Solar Paces et ESTELA (Kalogirou 2013). Ces projets ont pour objectif la réalisation des infrastructures de technologie CSP dans la zone de l'union européenne, moyen orient et Afrique du nord (Behar et al. 2013).

1.1. Récepteurs solaires à cavité

Les récepteurs solaires à cavité sont largement utilisés avec les systèmes thermiques à concentration pour fournir la chaleur utilisée dans des procédés industriels, pour générer de l'énergie électrique et pour les réactions thermochimiques (Kumar et Reddy 2010 ; Lovegrove et al. 2006 ; Steinfeld et Palumbo 2001).

De nombreuses études numériques ont été menées par Daabo et al. (2016a, b, 2017a, b) pour examiner l'effet de la géométrie des récepteurs solaire à cavité sur leurs performances optique et thermique. Les résultats obtenus révèlent que le récepteur de forme conique reçoit plus d'énergie solaire absorbée en présentant une perte de chaleur très faible. L'efficacité optique obtenue était de 75% avec une surface d'absorption de 85%. Une amélioration de 7% de la performance thermique globale a été obtenue lorsque la zone d'ouverture du récepteur était couverte de verre.

L'efficacité d'un récepteur solaire tubulaire à cavité ouverte pour un cycle thermique de Brayton a été étudiée par Le Roux et al. (2014). Les auteurs ont montré qu'un concentrateur ayant un angle de monture de 45°, une erreur de suivi de 1° et des erreurs

optiques de 10mrad a un rapport optimal récepteur/concentrateur de 0,0035. Les résultats obtenus ont révélé que l'augmentation du diamètre du tube entraîne une augmentation significative du cycle thermique de Brayton. De plus, en utilisant ce récepteur tubulaire à cavité ouverte, on peut atteindre un rendement solaire global de 45% à 70%.

Afin de réduire la taille et le coût d'un concentrateur parabolique, Fuqiang et al. (2014) ont étudié le comportement du transfert de chaleur radiatif dans un récepteur solaire volumétrique (milieu poreux) muni d'une fenêtre de quartz en utilisant la méthode de Monte Carlo (Monte Carlo ray tracing, MCrt). Les résultats obtenus montrent un compromis entre l'amplitude de la chaleur maximale atteinte et le rayon de l'image interceptée. Le flux thermique maximal peut être réduit à 47%, tandis que le rayon de l'image peut augmenter d'environ 50%. Xiao et al. (2014) ont étudié expérimentalement et numériquement les performances d'un récepteur solaire spiral à particules (SSPR) avec une couverture conique. Les résultats expérimentaux ont montré que le rendement optique et thermique atteint 87% et 60%, lorsque l'augmentation de la température des particules est au-dessus de 625°C. Qiu et al. (2015) ont testé les propriétés optiques d'un récepteur à cavité cylindrique en utilisant l'algorithme de Monte Carlo couplé à cinq lampes à arc Xe comme source lumineuse. Les résultats obtenus montrent que, dans certaines conditions, la température de sortie maximale peut atteindre 800°C. Ils ont conclu que le rendement thermique peut être amélioré de 12% si le diamètre des tubes est réduit de 6 à 4 mm.

1.2. Pertes thermiques dans un récepteur solaire

Les récepteurs solaires à cavité sont souvent utilisés avec les systèmes thermiques à concentration. Parmi les facteurs

affectant l'efficacité globale de ces systèmes on cite ici les pertes thermiques qui se produisent à partir de ces récepteurs.

En utilisant des mesures optiques faites au Centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique (DLR), Nepveu et al. (2009) ont calculé les pertes par réflectivité et déversement (spillage) du concentrateur parabolique Eurodish/Stirling (10 kW_{A_{Me}}) construit au niveau du CNRS PROMES, laboratoire d'Odeillo. Une méthode nodale est utilisée pour calculer les pertes thermiques par conduction, convection, réflexion et rayonnement. Les auteurs ont conclu que le modèle utilisé montre des valeurs cohérentes avec celles mesurées expérimentalement. Des études expérimentales et théoriques sur des récepteurs cylindriques avec un tube en spirale inséré à l'intérieur ont été effectués par Prakash et al. (2009, 2010) et Prakash (2014).

Kumar et Reddy (2010) ont effectués une étude sur les pertes thermiques par convection et radiation à travers un récepteur à cavité d'un système de concentrateurs paraboliques (Parabolic dish) en utilisant l'outil CFD. Les récepteurs à cavité de forme cylindrique ont été analysés expérimentalement et numériquement par Taumoefolau et al. (2004) et Paitoonsurikarn et Lovegrove (2002). Ainsi, des investigations numériques sur des récepteurs hémisphériques ont été réalisées par Kumar et Reddy (2007, 2008). La revue de la littérature montre que l'analyse des pertes thermiques convectives des récepteurs solaires à cavité est beaucoup plus compliquée par rapport à l'analyse du transfert de chaleur par rayonnement et par conduction. En effet, le transfert de chaleur convectif constitue une part importante des pertes thermiques. De plus, la modélisation numérique des récepteurs cylindriques à cavité rencontrés dans les applications de chaleur industrielle (températures inférieures à 300°C) est limitée. La conception particulière des récepteurs tubulaires à cavité ouverte, qui sont facile à fabriquer, n'a pas de contraintes sévères sur le volume du tube utilisé et également sur la chute de pression. De plus, dans les centrales solaires réelles, en raison du rayonnement solaire concentré non uniforme dû à l'angle d'incidence, la distribution du flux le long de la circonférence des tubes est irrégulière surtout la demi-circonférence intérieure. Cette dernière reçoit la grande majorité de quantité de chaleur par rapport à la demi-circonférence opposée.

Dans le but de proposer un récepteur qui minimise les pertes thermiques par convection, on utilise dans cette étude un absorbeur avec la demi-circonférence intérieur qui échange la chaleur avec le milieu extérieur et l'autre demi-circonférence opposée comme adiabatique. Cette condition permet de minimiser la surface d'échange et ainsi de minimiser les pertes thermiques. Le tube est modélisé par une spirale hélicoïdale insérée à l'intérieur du récepteur solaire cylindrique de diamètre 0,3m avec un rapport d'aspect L/D égal à un.

Les simulations numériques sont effectuées pour des températures d'entrée de fluide de 50, 75 et 100°C, des rapports d'ouverture $d/D= 1 ; 0,75$ et $0,5$ et des angles d'inclinaison (φ) du récepteur de 0° (face du récepteur horizontale), 30° , 60° et 90° (face du récepteur vers le bas).

2. Model physique et hypothèses

2.1. Model physique

Le récepteur solaire étudié est incliné avec un angle φ comme le montre la figure 1a. Il s'agit d'une spirale hélicoïdale ayant un diamètre extérieur égal au diamètre du récepteur, $D=0,3m$ (fig. 1b). La spirale hélicoïdale comporte plusieurs spires de sorte que le rapport entre la longueur et le diamètre de la cavité est $L/D=1$. Le tube ayant un diamètre $d_{tb}= 0,025m$. Le pas entre les spires de la spirale est de $0,004m$. La spirale hélicoïdale est entourée par une couche d'isolation sauf l'ouverture, donnant au récepteur une forme cylindrique. Le récepteur hélicoïdal est de $0.3m$ de diamètre et d'un rapport d'ouverture $L/D = 1$.

2.2. Hypothèses

La modélisation du système étudié est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- 0- Les modes de transfert de chaleur par rayonnement et conduction ne sont pas pris en compte c.à.d. que la conduction dans la partie solide du récepteur n'est pas modélisée, pour cela on a négligé l'épaisseur de la cavité (fig. 1b).
- 1- Le régime d'écoulement est stationnaire, tridimensionnel.
- 2- Le régime est complètement turbulent.
- 3- Les fluides utilisés sont newtoniens, incompressible.
- 4- Les propriétés thermo physiques des fluides (λ , C_p , μ) sont constantes.

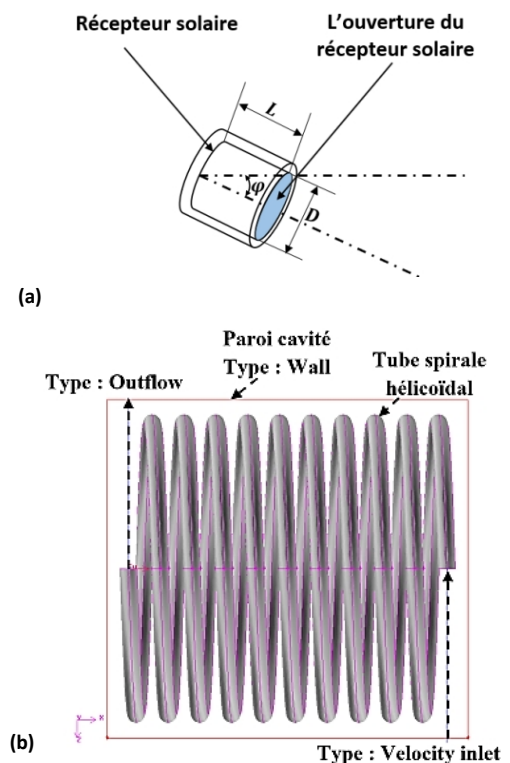


Fig. 1. Schémas montrant les conditions aux limites: (a) récepteur solaire cylindrique incliné avec un angle φ ; (b) Absorbeur hélicoïdale à l'intérieur de la cavité.

- 5- Le terme de la dissipation visqueuse n'est pas pris en compte et de ce fait il n'y a pas de source de chaleur (l'influence de la dissipation visqueuse sur le champ de température est négligeable).
- 6- L'approximation de Boussinesq est valide, celle-ci consiste à considérer les variations de masse volumique négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantités de mouvement ($\rho = \rho_\infty$), sauf au niveau du terme de gravité, ainsi, la variation de la masse volumique en fonction de la température est donnée par la formule suivante (Bejan et Kraus 2003) :

$$\rho = \rho_{m,f}(1 - \beta(T - T_{m,f})) \tag{1}$$

3. Model numérique et validation

3.1. Model numérique

Dans la réalité, le récepteur est soumis à une atmosphère infinie avec une température égale à la température ambiante. Dans l'analyse numérique, cette atmosphère qui est considéré comme milieu extérieur par rapport à la cavité est représentée par une enceinte cylindrique ayant un diamètre et une longueur (Fig. 2a). Dans la simulation numérique, on considère que l'air entrant à l'intérieur de la cavité à travers l'ouverture n'est pas affecté par les conditions extérieures (Fig. 2a). Le modèle 3D du récepteur à cavité a été développé en utilisant GAMBIT 2.4.6 (ANSYS Fluent 16. 2014) (Fig. 1b) qui est un logiciel permettant de créer des géométries et des maillages avec un grand degré de liberté et une grande précision. La schématisation du modèle numérique du récepteur solaire avec l'enceinte ainsi que le maillage utilisé sont représentés dans la Figure 2 (a), (b) respectivement.

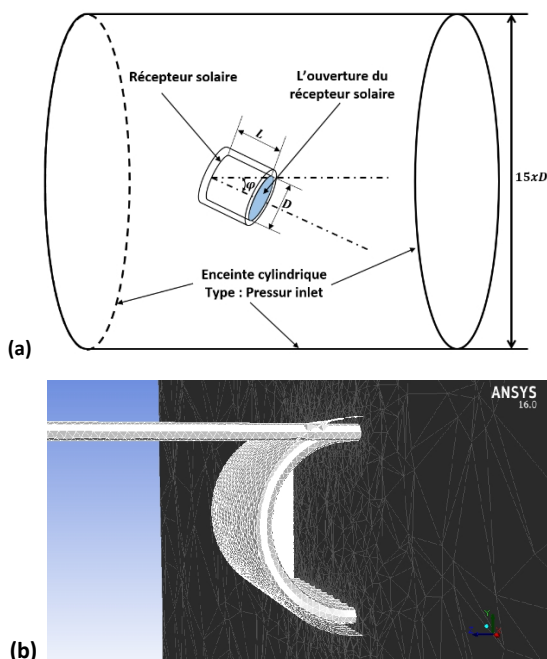


Fig. 2. (a) Schématisation du modèle numérique du récepteur solaire utilisé (conditions aux limites de l'enceinte cylindrique) avec (b) une symétrie du récepteur en montrant le maillage utilisé.

Ceci est réalisé quand la condition aux limites au niveau de l'ouverture de la cavité est inconnue. Pour ce faire, la taille de l'enceinte cylindrique est choisie pour être quinze fois le diamètre de la cavité. Les tubes d'entrée et de sortie du fluide sont étendus aux murs de l'enceinte et sont supposés être adiabatiques afin qu'ils n'affectent pas la température et le débit dans la région extérieure. La méthode utilisée pour la modélisation de l'écoulement du fluide dans la spirale hélicoïdale (La chute de température du fluide de travail à l'intérieur de la spirale hélicoïdale est prise comme la perte convective) permet d'obtenir des flux et des températures non uniformes sur la demi-circonférence du tube hélicoïdal semblable aux flux concentrés réel obtenues grâce à la variation de l'angle d'incidence des rayons réfléchis vers le récepteur.

Les équations qui régissent l'écoulement d'un fluide newtonien incompressible sont : l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

L'équation de continuité est déduite du premier principe de la conservation de masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit, (Versteeg et Malalasekera 1995) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{2}$$

L'air est considéré comme étant un fluide incompressible ($\rho = \text{constante}$), l'équation (2) devient alors :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \tag{3}$$

L'équation de la quantité de mouvement est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit (Versteeg et Malalasekera 1995) :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})) \tag{4}$$

Où $\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)$ représente le taux de variation de la quantité de mouvement ; et $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i)$ représente le taux de transport de la quantité de mouvement suivant la direction (i).

F_i : Représente les forces de volume suivant la direction (i).

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$: Représente les forces dues à la pression P.

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}))$: Représente les forces de viscosité.

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit, (Versteeg et Malalasekera 1995):

$$\rho C_p(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j T)) = \frac{\partial}{\partial x_j}(k \frac{\partial T}{\partial x_j}) + q + \mu \Phi \tag{5}$$

La solution est obtenue en résolvant simultanément l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie en régime permanent.

Comme le nombre de Reynolds du fluide de travail à l'intérieur de la spirale hélicoïdale indique que l'écoulement est turbulent, le modèle de turbulence à deux équations $k-\epsilon$ standard dans sa forme la plus simple est utilisé pour l'analyse en cours. Les équations sont présentées comme suit (Versteeg et Malalasekera 1995, Singhal et Spalding 1981, Ferziger et Peric 2012).

Pour l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k - \rho \epsilon \tag{6}$$

Pour le terme de dissipation ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \tag{7}$$

L'indice i et j peuvent prendre les valeurs 1, 2 et 3 qui dénotent les trois coordonnées de l'espace. Quand un indice est répété dans un terme, il est implicitement sommé.

$C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$ sont des constants. σ_k et σ_ϵ représentent le nombre de Prandtl turbulent pour k et ϵ , respectivement. Les valeurs des quantités $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, σ_k , σ_ϵ qui sont considérées comme constantes empiriques comme expliqué dans (Versteeg et Malalasekera 1995), et comme proposé par (Singhal et Spalding 1981) sont : $C_{1\epsilon} = 1,44$; $C_{2\epsilon} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\epsilon = 1,3$

La viscosité turbulente (*eddy*), μ_t est calculée en combinant k et ϵ comme suit :

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\epsilon} \tag{8}$$

Avec : C_μ est une constante du modèle de turbulence.

Dans ces équations, G_k représente la génération d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse moyens, calculée comme suit :

$$G_k = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{9}$$

L'algorithme SIMPLE (semi-implicit pressure-linked equation) est choisi pour le couplage vitesse-pression qui est robuste, offrant ainsi plus de garanties pour la convergence de la solution (Versteeg et Malalasekera 1995). Pour les schémas de discrétisation, il est possible de choisir entre différents schémas. Le schéma de discrétisation du second ordre est plus précis que celui du premier ordre mais pour un maillage tétraédrique il peut mener difficilement vers une convergence voire la divergence de la solution (Patankar 1980 et Versteeg et Malalasekera 1995). De ce fait, on a choisi le schéma de discrétisation de premier ordre (first-order upwind) de manière à garantir une convergence rapide. Les critères de convergence pour les résidus de continuité et les équations de vitesse sont de l'ordre de 10^{-4} tandis que pour l'équation de l'énergie, 10^{-5} . La solution est obtenue une fois que les critères de convergence sont satisfaits.

Pour montrer l'effet du maillage sur la solution numérique, le profil des températures tout au long de la surface supérieure de

la cavité cylindrique (entre le tube et la face supérieur de la cavité) est montré sur la figure 3. On a trouvé qu'un maillage tétraédrique de 145178 nœuds à travers tout le domaine était suffisant pour aboutir à l'indépendance de la solution au maillage. Le tableau 1 montre la variation moyenne de la température (area weighted average) en fonction du maillage. Le maillage au sein de la cavité et à l'intérieur des tubes est raffiné mais le maillage grossit au fur et à mesure en s'approchant des parois de l'enceinte cylindrique virtuelle (fig.2b).

L'intérieur de la cavité et l'enceinte sont rempli d'air et le cuivre est choisi comme matériau du tube récepteur. Les propriétés des matériaux : cuivre et air sont tirées de Holman (2001). Le fluide circulant à l'intérieur du tube récepteur est le Dowtherm A (Dow Chemical Company 1997) (également désigné sous le nom de fluide de travail).

3.2 Validation du modèle numérique

Afin de valider le modèle de cette étude numérique avec celle de Prakash (2014), nous présentons sur la Figure 4 le profil des pertes par convection naturelle à travers l'ensemble du tube intérieur, pour une vitesse et température d'entrée de 0,21m/s et 150°C respectivement.

Tableau 1. Variation moyenne de la température en fonction du maillage.

Nombre de nœuds	Températures [K]	Erreur absolue
127689	364,45	
128762	364,75	0,084
136679	363,24	-0,415
140325	363,35	-0,031
145178	363,33	0,027
150229	363,45	0,0023

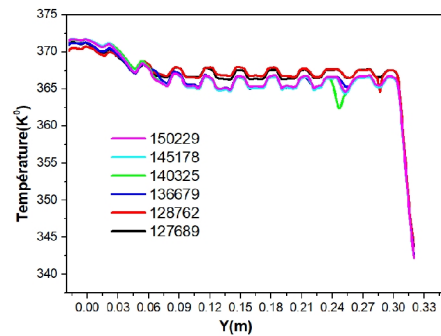


Fig.3. Effet de maillage sur la solution numérique du profil des températures.

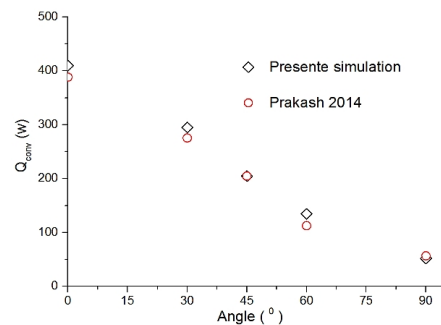


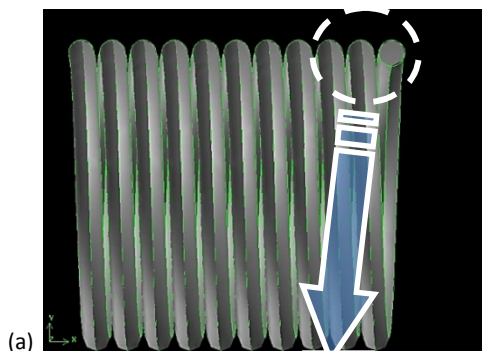
Fig.4. Variation des pertes par convection naturelle avec l'inclinaison pour des températures du fluide d'entrée 150°C et un rapport d'ouverture=1.

4. Conditions aux limites

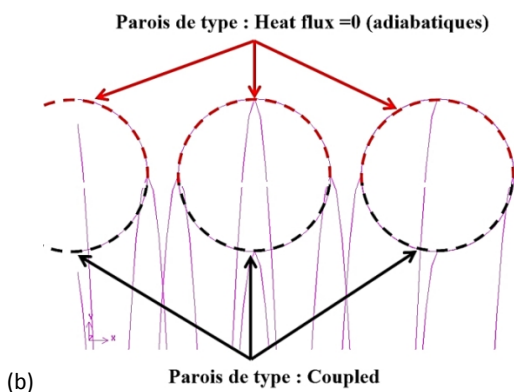
Pour les conditions aux limites en adoptera la notation suivante (fig.5) :

- **Type a** : toute la circonférence du tube est de type *coupled* c.à.d. qu'il y a échange de la chaleur avec le milieu extérieur à travers toute la circonférence du tube figure 5 (b).
- **Type b** : la demi- circonférence intérieur du tube est de type *coupled* et celle opposé est de type *Heat flux* égal à zéro comme il est montré sur la figure 5 (b), c.à.d. qu'il y a échange de la chaleur avec le milieu extérieur seulement à travers la demi-circonférence intérieur du tube.
- La vitesse d'entrée du fluide de travail est spécifiée : Type *velocityinlet* figure 1 (b).
- L'état adiabatique est supposé pour la paroi d'isolation de la cavité : type *Wall* (figure 1 (b)).
- Les parois de l'enceinte cylindrique sont définies comme Type *Pressure inlet* et sont maintenues à la température ambiante de 30°C, figure2 (a).
- Les températures d'entrée considérées dans la simulation sont 50, 75, 100°C avec une vitesse d'entrée de 0,21m/s.

Tous les résultats sont obtenus à partir de chaque simulation numérique en régime permanent. La chute de température du fluide de travail à l'intérieur de la spirale hélicoïdale est prise comme la perte convective se produisant dans le récepteur. Ainsi, la perte par convection naturelle est calculée comme suit :



(a)



(b)

Fig. 5. Type de conditions aux limites utilisées : (a) absorbeur en forme hélicoïdale ; (b) vue agrandie d'une portion des tubes.

Les rapports d'ouverture (d/D) étudiés sont : 0,5 ; 0,75 et 1.

$$Q_{conv} = \dot{m} C_p (T_{ef} - T_{sf}) \tag{10}$$

Les propriétés de l'air sont prises à la température moyenne définie comme suit :

$$T_{m,air} = 0,5(T_{m,f} + T_{amb}) \tag{11}$$

$$T_{m,f} = 0,5(T_{ef} + T_{sf}) \tag{12}$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection (h) est donné par :

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(T_{m,f} - T_{amb})} \tag{13}$$

5. Résultats et discussion

5.1 Effet de la taille du récepteur

L'effet de la taille de la cavité sur les pertes convectives pour les trois diamètres de tubes étudiés 12, 16 et 25mm en considérant une demi-circonférence adiabatique est illustrés sur la figure 6. Le diamètre D=0,3m est le diamètre original correspondant à la taille réelle du récepteur utilisé dans la validation. Il est évident que les pertes convectives avec des tailles allant jusqu'à six fois plus grandes que l'original montrent une augmentation significative sur l'ensemble des trois diamètres. Cela indique que les pertes convectives sont fortement liées à la taille de la cavité. Cependant, on remarque que l'augmentation est exponentielle, en d'autres termes, la perte de chaleur par convection de n'importe quel récepteur est directement lié à sa surface d'échange (ici c'est le diamètre), bien sûr si ces récepteurs sont évalués à travers des géométries similaires et dans les mêmes conditions de fonctionnement.

5.2 Effet des conditions aux limites

Une demi-circonférence du tube près de la paroi de la cavité est considérée adiabatique, parce que dans les centrales solaires réelles seulement la moitié de la circonférence du tube du récepteur reçoit l'énergie du rayonnement solaire concentré. La perte convective à travers les tubes interne des récepteurs solaire est un paramètre de fonctionnement important. La figure 7 montre l'effet des deux conditions aux limites utilisées sur les pertes thermiques par convection pour différents angles

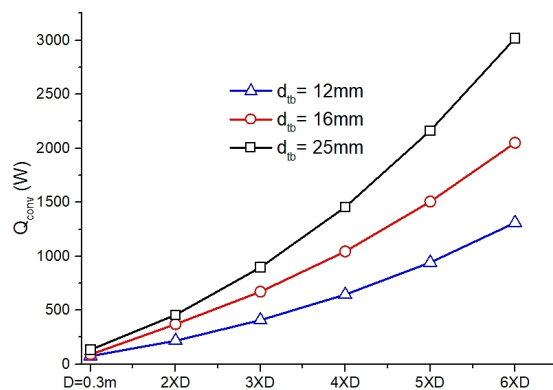


Fig.6. Effet de la taille du récepteur sur les pertes convectives pour différents diamètres de tube (d/D=1, T_{ef}=100°C, φ =0°).

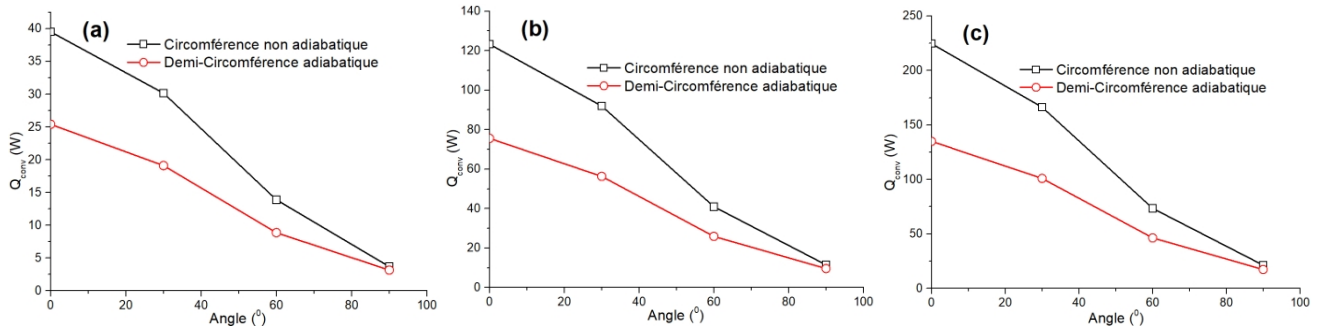


Fig. 7. Effet des deux conditions aux limites utilisée sur les pertes thermiques par convection pour différents angles d’inclinaison ($d/D=1$, $d_{tb}=25mm$) : (a) 50 °C, (b) 75 °C et (c) 100 °C.

d’inclinaison, ($d/D=1$, $d_{tb}=25mm$) quand la température d’entrée est : (a) 50 °C, (b) 75 °C, (c) 100 °C. En remarque que les pertes convectives pour le cas de la demi-circonférence adiabatique sont plus faible que celle ou toute la circonférence du tube est considéré non adiabatique (Type : coupled) pour tous les angles d’inclinaison sauf pour le cas 90° ou les deux cas ont presque les mêmes pertes convectives. Cela est expliqué par la fait que pour 90° la cavité exprime une stagnation presque totale. Donc cette différence de pertes thermiques convectives entre les deux cas augmente avec l’augmentation de la température d’entrée et diminue avec l’augmentation de l’angle d’inclinaison. Ceci peut nous aider à bien contrôler les pertes thermiques par la conception des récepteurs tubulaire composé d’un certain nombre de spires ou de panneaux en série, et la température d’entrée sera différente pour différents spires ou panneaux de tubes, donc un choix raisonnable pour la température d’entrée et d’inclinaison est très important.

La figure 8 montre la répartition de la température sur la surface du tube hélicoïdal pour les trois diamètres étudiés. Pour la condition (a), la distribution de la température atteinse son maximum couvrant le tube entier, contrairement à la condition (b) où on observe une différence dans la distribution de la température atteinant son maximum du côté intérieur du tube ce qui favorise la minimisation des pertes thermiques. On peut observer aussi qu’il y a une zone de stagnation du côté supérieur du tube, cette zone augmente avec l’augmentation du diamètre du tube.

Le débit massique du fluide de travail est maintenu constant (taux de débit massique de 0,0088 kg/s). Par conséquent, une température d’entrée élevée mène à des températures moyennes du fluide plus élevées, $T_m(T_m=0,5(T_{e_f}+T_{s_f}))$. La température moyenne du fluide est considérée comme la température moyenne du récepteur et une augmentation de cette température, conduit à des courants d’air convectifs plus élevés au sein de la cavité causant plus de pertes convectives.

5.3 Effet du diamètre du tube hélicoïdal

La figure 9 montre l’effet du diamètre du tube sur la température de sortie pour différents angles d’inclinaison ($d/D=1$, $T_{e_f}=100$ °C). Le récepteur avec le diamètre de tube 25mm exprime des températures de sortie supérieures que les autres diamètres et

cela pour tous les angles. Donc la température de sortie augmente avec l’augmentation du diamètre du tube. Ce phénomène est expliquée par le fait que pour les trois diamètres étudiés le même pas entre les spires du tube est considéré, donc l’augmentation des diamètres améliore le transfert de chaleur et par conséquent augmente les pertes thermiques.

Pour les mêmes conditions, la Figure 10 montre l’effet du diamètre du tube sur les pertes convectives Q_{conv} pour différents angles d’inclinaison. Donc, le récepteur avec le diamètre 25 mm exprime des pertes thermiques supérieures que les autres diamètres sauf pour l’angle 90° où la stagnation rend les pertes des trois récepteurs presque identiques.

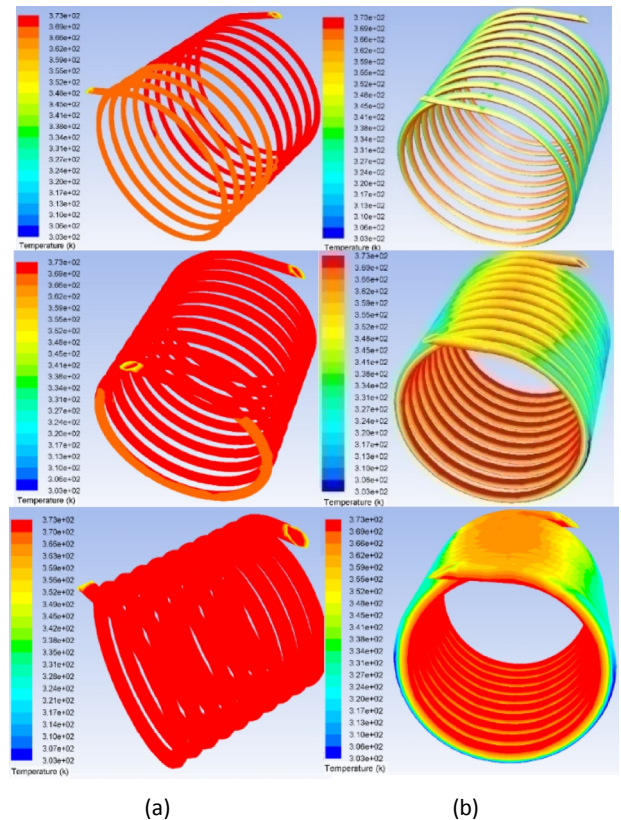


Fig. 8. Distribution de la température dans le récepteur cylindrique pour les trois diamètres étudiés, avec : (a) circonférence non-adiabatique (b) demi-circonférence extérieure adiabatique.

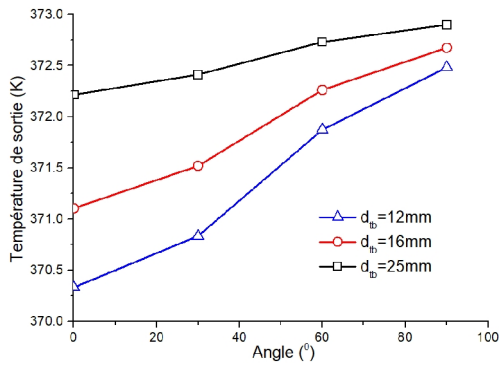


Fig.9. Effet du diamètre du tube sur la température de sortie pour différents angles d'inclinaison ($d/D=1$, $T_{\text{entr}}=100$ °C).

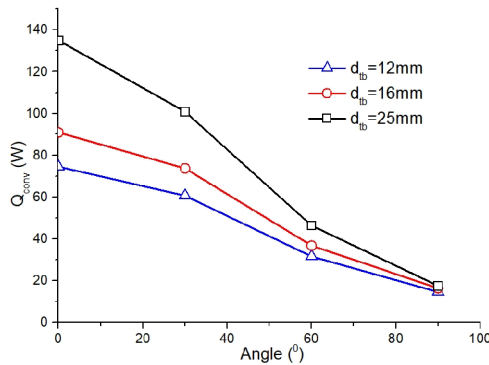


Fig. 10. Effet du diamètre du tube sur les pertes convectives, Q_{conv} , pour différents angles d'inclinaison ($d/D=1$, $T_{\text{entr}}=100$ °C).

5.4. Effet de la température d'entrée

Les valeurs de perte convective pour différentes températures d'entrée sont tracées en fonction de l'inclinaison pour un rapport

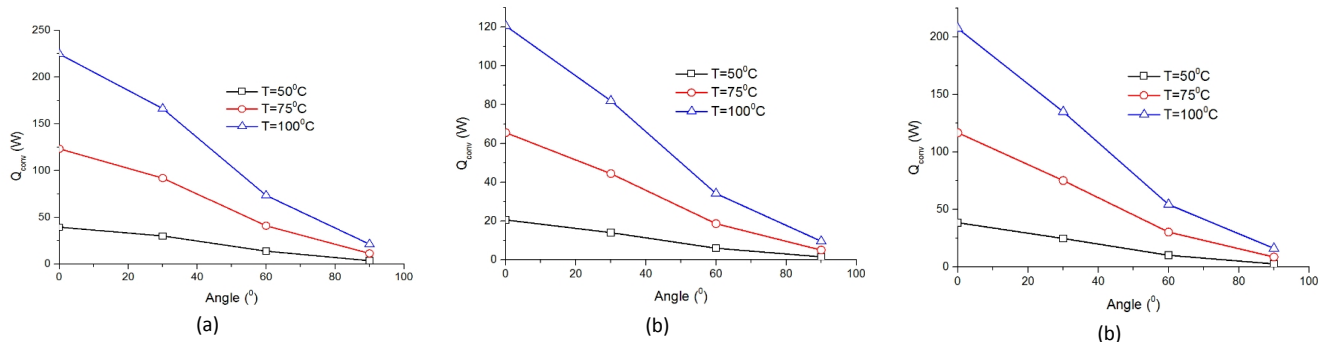


Fig.11. Variation des pertes thermiques par convection naturelle avec l'inclinaison pour différentes températures d'entrée avec (a) $d/D = 1$; (b) $d/D = 0,5$ et (c) $d/D = 0,75$.

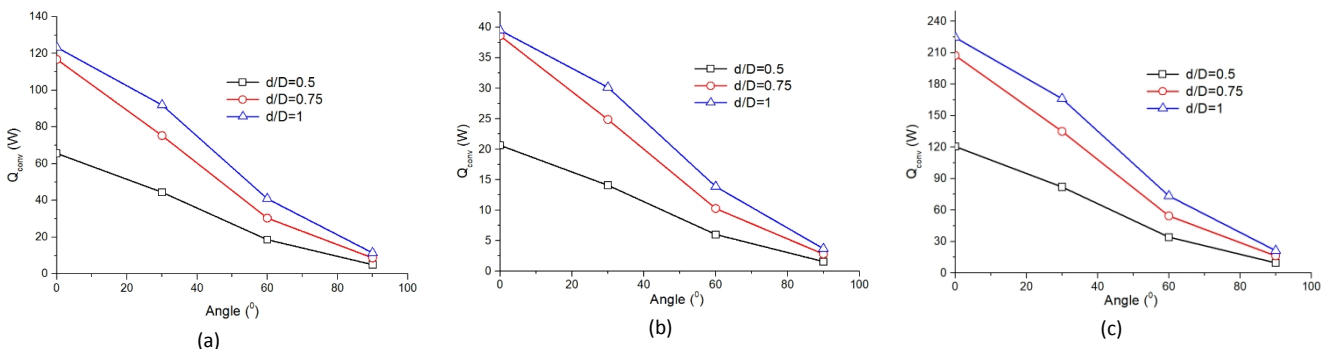


Fig.12. Variation des pertes thermiques par convection naturelle avec les rapports d'ouverture de 0,5 ; 0,75 et 1 pour une température d'entrée de : (a) 75°C, (b) 50°C et (c) 100°C.

d'ouverture de 1 sur la figure 11a. On peut constater que les pertes convectives augmentent avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide et diminue avec l'inclinaison du récepteur.

La diminution de perte convective avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur est due à la formation de zones de stagnation de l'air à l'intérieur de la cavité lorsque celle-ci est inclinée de 0 à 90°. On observe que les valeurs de pertes convectives diminuent d'environ 90,71% lorsque le récepteur est incliné de 0 à 90° pour la température d'entrée de 75°C. La tendance est similaire pour la température d'entrée de 50°C et 100°C.

Des tendances similaires sont également observées pour les valeurs de pertes convectives lorsque le rapport d'ouverture est de 0,5 et 0,75 et ils sont tracés en fonction de l'inclinaison sur les figures 11b et c.

5.5 Effet du rapport d'ouverture

La figure 12a montre la comparaison des valeurs de pertes convectives pour les rapports d'ouverture de 0,5 ; 0,75 et 1 pour une température d'entrée du fluide égale à 75°C. On peut observer que les valeurs de perte convective augmentent avec le rapport d'ouverture. On observe une augmentation des valeurs de pertes convectives d'environ 78% lorsque le rapport d'ouverture augmente de 0,5 à 0,75 et de 5,59% lorsque le rapport d'ouverture augmente de 0,75 à 1. La tendance est similaire pour la température d'entrée de 50 et 100°C (figures 12b et c).

Les résultats obtenus comprennent aussi les profils de vitesse et de température de l'air à l'intérieur de la cavité. La figure 13 montre une comparaison des profils de vitesse pour les deux types de condition aux limites utilisé (type a et type b). La région ayant des vitesses égales ou inférieures à la vitesse de l'air ambiant est considérée comme zone de stagnation. Des vitesses plus élevées se réfèrent au mouvement de masse d'air, donc la région montrant des vitesses supérieures est interprétée comme zone convective. On peut remarquer que pour les deux cas, la vitesse maximale diminue avec l'augmentation de l'inclinaison, cependant la vitesse maximale pour la condition aux limites de type b est plus faible que celle du type a. Celles-ci sont 0,30 ; 0,21 ; 0,19 et 0,04 m/s pour les angles 0° ; 30° ; 60° et 90° respectivement. Tandis que, la vitesse maximale de la condition au limite type 'a' est de 0,35 ; 0,25 ; 0,21 et 0,06 m/s pour les angles 0° ; 30° ; 60° et 90° respectivement.

La frontière entre la zone de stagnation et la zone convective est désigné comme zone frontière ou zone limite où un changement

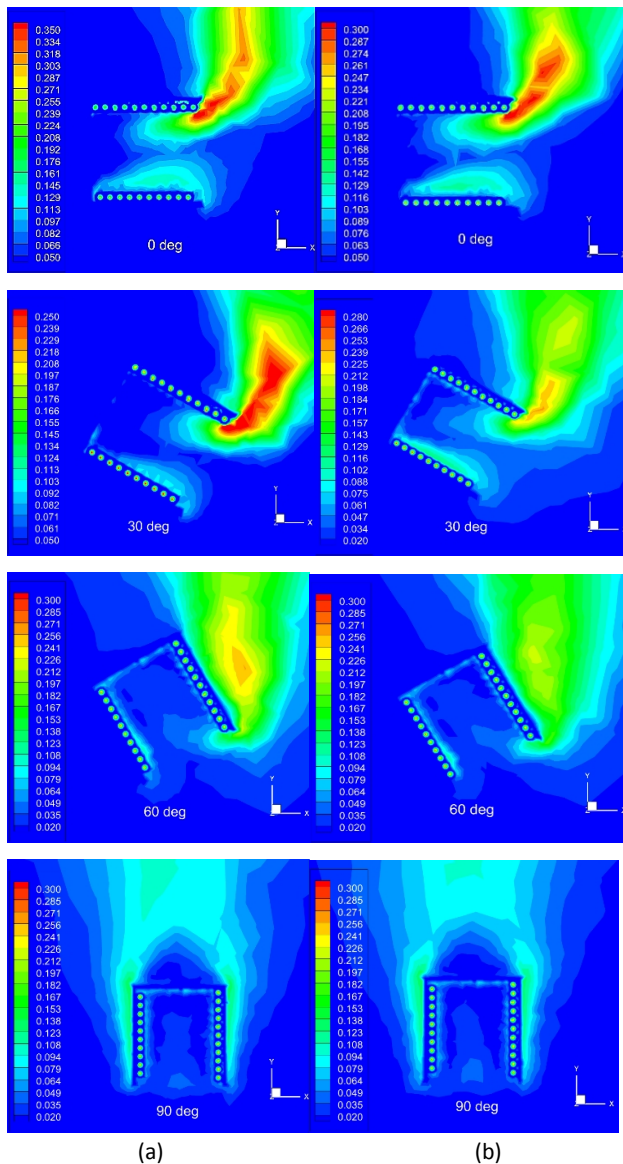


Fig. 13. Profils de vitesse pour une température d'entrée de fluide de 75°C pour différents angles d'inclinaison avec : (a) conditions aux limites type a et (b) conditions aux limites type b (m/s).

brusque de vitesse d'air est observé. Pour l'angle d'inclinaison 0° la zone frontière ou zone limite est absente car la condition de formation de cette zone de stagnation n'est pas satisfaite à la majorité des endroits dans le récepteur. Des tendances similaires sont observées pour les températures d'entrée de 50 et 100°C. De ce qui précède en peut dire que l'utilisation de la condition du type b permet de freiner un peu la vitesse de l'air au sein de la cavité et par conséquent les pertes convectives seront diminuées.

La comparaison des profils de température obtenus pour différents angles d'inclinaison pour la température d'entrée 75°C pour les deux types de condition aux limites utilisé (type a et type b) sont représentés sur la Figure 14. Les profils montrent clairement que la condition de type b a un effet sur la formation de la zone de stagnation (couche limite thermique) surtout pour les angles 0° et 30° où en peut observer que l'épaisseur de celle de type b est inférieure à celle de type a.

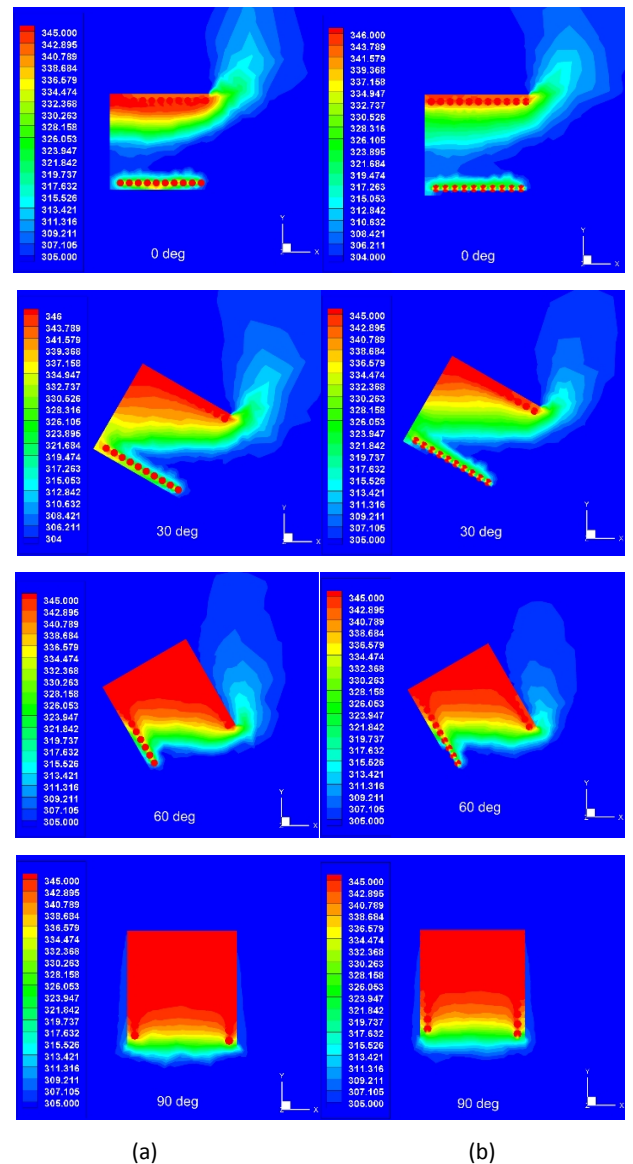


Fig. 14. de température pour une température d'entrée de fluide de 75°C pour différents angles d'inclinaison avec : (a) condition aux limites type a et (b) condition aux limites type b (K).

Tableau 2. Coefficient de transfert de chaleur convectif [$W/(m^2 K)$].

d/D	0,5			0,75			1,0		
Ra	$4,85 \times 10^7$	$1,09 \times 10^8$	$1,70 \times 10^8$	$4,85 \times 10^7$	$1,09 \times 10^8$	$1,70 \times 10^8$	$4,85 \times 10^7$	$1,09 \times 10^8$	$1,70 \times 10^8$
$\varphi=0^\circ$	3,06	4,36	5,16	5,78	7,78	8,90	5,91	8,21	9,65
$\varphi=30^\circ$	2,10	2,94	3,49	3,70	4,98	5,74	4,49	6,09	7,09
$\varphi=60^\circ$	0,82	1,23	1,44	1,52	2,00	2,29	2,05	2,69	3,10
$\varphi=90^\circ$	0,21	0,33	0,40	0,41	0,57	0,68	0,54	0,75	0,89

Cette diminution de la zone de stagnation permet d'éliminer les zones à forte concentration de flux et ainsi de diminuer le risque de détérioration du matériau utilisé pour le tube et la cavité solaire. Des résultats similaires sont observés pour les températures d'entrée de 50 et 100°C.

Les résultats du coefficient de transfert de chaleur moyen (h) obtenus à partir du calcul sont présentés dans le tableau 2. Les données montrent une augmentation du coefficient de transfert de chaleur par convection avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. La même tendance est observée en augmentant le rapport d'ouverture de 0,5 à 1. Mais en revanche, le coefficient de convection diminue lorsque l'angle d'inclinaison du récepteur augmente.

6. Conclusion

Dans cet article, les pertes par convection naturelle dans un récepteur cylindrique à cavité sont étudiées. Ces cavités sont utilisées généralement dans les concentrateurs solaires paraboliques des tours solaires. L'objectif est d'étudier numériquement l'effet des principaux paramètres opératoires et géométriques sur les pertes thermiques convectives et la température de sortie du fluide. Les paramètres traités sont : la taille du récepteur, les conditions aux limites, le diamètre du tube (12, 16 et 25mm), l'inclinaison du récepteur ($\varphi=0, 30, 60$ et 90°), la température d'entrée du fluide ($T_{ef}=50, 75$ et $100^\circ C$) et le rapport d'ouverture du récepteur ($d/D=1 ; 0,75$ et $0,5$).

Les résultats ont montré que les pertes convectives dans le cas de la demi-circonférence adiabatique (Type : b) sont plus faible que celle où toute la circonférence du tube est considérée non adiabatique (Type : a). Les mêmes résultats ont été trouvé pour tous les angles d'inclinaison sauf pour le cas de $\varphi=90^\circ$ où les deux cas (a et b) ont presque les mêmes pertes convectives.

De point de vue température de sortie, il a été trouvé que cette dernière augmente avec l'augmentation du diamètre du tube récepteur. Pour le diamètre du tube de 12 mm, le récepteur exprime des pertes thermiques faibles en comparaison avec les autres diamètres ; sauf pour l'angle 90° où la stagnation rend les pertes des trois récepteurs presque identiques.

Les pertes convectives augmentent avec l'augmentation de la température moyenne du fluide pour tous les rapports d'ouverture et inclinaisons du récepteur. Les pertes convectives diminuent avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur. Les valeurs des pertes convectives diminuent d'environ 90% lorsque l'inclinaison du récepteur augmente de 0° à 90° . La variation des pertes par convection avec l'inclinaison est trouvée non linéaire.

Les résultats ont montré également une augmentation du coefficient de transfert de chaleur par convection avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. La même tendance est observée en augmentant le rapport d'ouverture de 0,5 à 1. En revanche, le coefficient de convection diminue lorsque l'angle d'inclinaison du récepteur augmente.

Références

- ANSYS(R) Fluent(R), Release Version 16.0 , Copyright 2014 ANSYS, Inc.
- Behar, O., A. Khellaf, K. Mohammadi (2013) A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and sustainable energy reviews*, 23: 12-39.
- Bejan, A., A. D. Kraus (2003) *Heat transfer handbook* (Vol. 1). John Wiley & Sons, New York.
- Daabo, A. M., A. Ahmad, S. Mahmoud, R.K. Al-Dadah (2017a) Parametric analysis of small scale cavity receiver with optimum shape for solar powered closed Brayton cycle applications. *Applied Thermal Engineering* 122: 626-641.
- Daabo, A. M., S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, A. Ahmad (2017b) Numerical investigation of pitch value on thermal performance of solar receiver for solar powered Brayton cycle application. *Energy* 119: 523-539.
- Daabo, A. M., S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah (2016b) The optical efficiency of three different geometries of a small scale cavity receiver for concentrated solar applications. *Applied energy* 179: 1081-1096.
- Daabo, A. M., S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah (2016a) The effect of receiver geometry on the optical performance of a small-scale solar cavity receiver for parabolic dish applications. *Energy* 114: 513-525.
- Dow Chemical Company (1997) *Dowtherm A Heat transfer fluid: product technical data*. Midland: Dow Chemical Company.
- Ferziger, J.H., M. Peric (2012) *Computational methods for fluid dynamics*. Springer Science & Business Media, New York.
- Fuqiang, W., T. Jianyu, M. Lanxin, S. Yong, T. Heping, L. Yu (2014) Thermal performance analysis of porous medium solar receiver with quartz window to minimize heat flux gradient. *Solar Energy* 108: 348-359.
- Holman, J. P. (2001) *Heat transfer*, eighth edition, McGraw-Hill Inc Book Company, New York.
- Ab Kadir, M. Z. A., Y. Rafeeu, N.M. Adam (2010) Prospective scenarios for the full solar energy development in Malaysia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14(9): 3023-3031.
- Kalogirou, S. A. (2013) Solar thermoelectric power generation in Cyprus: Selection of the best system. *Renewable energy* 49: 278-281.
- Kumar, N. S., K. S. Reddy (2007) Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator. *Solar Energy* 81(7): 846-855.

- Kumar, N. S., K. S. Reddy (2008) Comparison of receivers for solar dish collector system. *Energy Conversion and Management* 49(4): 812-819.
- Kumar, N. S., K. S. Reddy (2010) Investigation of convection and radiation heat losses from modified cavity receiver of solar parabolic dish using asymptotic computational fluid dynamics. *Heat Transfer Engineering* 31(7): 597-607.
- Le Roux, W. G., T. Bello-Ochende, J. P. Meyer (2014) The efficiency of an open-cavity tubular solar receiver for a small-scale solar thermal Brayton cycle. *Energy Conversion and Management* 84: 457-470.
- Lovegrove, K., A. Zawadski, J. Coventy (2006) Taking the ANU big dish to commercialization, in Proceedings of ANZSES annual conference, Solar 2006, Canberra, 13-15 September, Australia
- Nepveu, F., A. Ferriere, F. Bataille (2009) Thermal model of a dish/Stirling systems. *Solar Energy* 83(1): 81-89.
- Paitoonsurikarn, S., K. Lovegrove (2002) Numerical investigation of natural convection loss in cavity-type solar receivers. In: Proceedings of Solar, ANZSES Annual Conference. Newcastle, Australia.
- Patankar S.V. (1980) Numerical heat transfer and fluid flow, DC: Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Pitz-Paal, R. (2012) Concentrating Solar Power: Its potential contribution to a sustainable energy future. In Proceedings Report: Technological Innovations for a Low-carbon Society Conference, Academy of Science of South Africa.
- Prakash, M. (2014) Numerical study of natural convection heat loss from cylindrical solar cavity receivers. *ISRN Renewable Energy*. Volume 2014, Article ID 104686, 7 pages.
- Prakash, M., S. B. Kedare, J. K. Nayak (2009) Investigations on heat losses from a solar cavity receiver. *Solar Energy* 83(2): 157-170.
- Prakash, M., S. B. Kedare, J. K. Nayak. (2010) Determination of stagnation and convective zones in a solar cavity receiver. *International Journal of Thermal Sciences* 49(4): 680-691.
- Py, X., Y. Azoumah, R. Olives (2013) Concentrated solar power: Current technologies, major innovative issues and applicability to West African countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18: 306-315.
- Qiu, K., L. Yan, M. Ni, C. Wang, G. Xiao, Z. Luo, K. Cen (2015) Simulation and experimental study of an air tube-cavity solar receiver. *Energy Conversion and Management* 103: 847-858.
- Singhal, A. K., D. B. Spalding (1981) Predictions of two-dimensional boundary layers with the aid of the k2e model of turbulence, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 25: 365-383.
- Steinfeld, A., R. Palumbo (2001) Solar thermochemical process technology. *Encyclopedia of physical science and technology* 15(1): 237-56.
- Taumoefolau, T., S. Paitoonsurikarn, G. Hughes, K. Lovegrove (2004) Experimental investigation of natural convection heat loss from a model solar concentrator cavity receiver. *Journal of Solar Energy Engineering* 126(2): 801-807.
- Versteeg, H.K., Malalasekera, W. (1995) An introduction to computational fluid dynamic: The finite volume method. John Wiley & Sons Inc, New York.
- Xiao, G., K. Guo, M. Ni, Z. Luo, K. Cen (2014) Optical and thermal performance of a high-temperature spiral solar particle receiver. *Solar Energy* 109: 200-213.