

Simulation Numerique d'un Echangeur Air /Sol pour le Chauffage des logements au Sud Ouest d'Algérie

Abdelkrim SEHLI; Abdelhafid HASNI; Mohamed TAMALI
Laboratoire des systèmes énergétiques dans les zones arides,
abdelkrim.sehli@yahoo.fr

Résumé : On présente une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal enterrée pour le but de chauffer des logements à Bechar (sud ouest d'Algérie). Les équations gouvernantes, basées sur le modèle k-ε, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les profils de champs de vitesse et de température ainsi les pertes de charges sont présentées pour un cas d'exemple type. Notre procédure de simulation a été validée en comparant les résultats qu'on obtient avec ceux d'autre travail expérimental réalisée à Université de Biskra (sud est d'Algérie).

Mots clés :

échangeur air sol, turbulence modèle k-ε, volume finie

INTRODUCTION

La convection forcée dans les conduites trouve son importance dans de nombreuses applications en thermique des bâtiments et plus particulièrement dans les échangeurs de chaleur. Des travaux considérables ont été effectués ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs air sol. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans le chauffage et rafraîchissent des locaux. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales [3], [7] et [1] que numériques [4] et [2]. Elles montrent essentiellement que la température est diminuée à la sortie de l'échangeur en été et augmente en hiver, le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Les modèles de turbulence ont fait également l'objet de nombreuses études. On peut distinguer les travaux de [5] qui ont proposé, pour la première fois, un modèle k-ε à bas nombre de Reynolds (LRN) en présentant des fonctions d'atténuation basées sur le nombre de Reynolds turbulent. Dans ce travail, on étudie numériquement le comportement thermique d'un écoulement d'air turbulent en convection forcée, dans un canal horizontal. Cette étude peut être une application réelle dans le domaine des échangeurs air sol.

1. Formulation mathématique.

La géométrie du problème est présentée sur la (figure 1) s'agit d'un conduit traversé par un écoulement d'air turbulent stationnaire satisfaisant les hypothèses suivantes :

- Propriétés physiques du fluide supposées constantes,
- Profils de vitesse et de température uniformes,
- Température de parois constante,

Modèle de turbulence (k-ε) à bas nombre de Reynolds. Dans ces conditions, les équations de transport adimensionnel à considérer peuvent s'écrire sous la forme générale suivante:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad 01$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\frac{\delta}{Re_\epsilon} + \nu_T \right) \frac{\partial U}{\partial Y} \right] - \frac{\partial P}{\partial X} \quad 02$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\frac{\delta}{Re_\epsilon Pr} + \frac{\nu_T}{Pr_\epsilon} \right) \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] - \frac{\partial P}{\partial Y} \quad 03$$

$$U \frac{\partial K}{\partial X} + V \frac{\partial K}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\frac{\delta}{Re_\epsilon} + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial Y} \right] + \nu_T \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 - E \quad 04$$

$$U \frac{\partial E}{\partial X} + V \frac{\partial E}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\frac{\delta}{Re_\epsilon} + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial E}{\partial Y} \right] + C_{\epsilon 1} f_1 \frac{E}{K} \nu_T \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 - C_{\epsilon 2} f_2 \frac{E^2}{K} \quad 05$$

Avec :

$$V_T = \frac{C_{\mu} f_k K^2}{E}, \quad X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{D}, \quad U = \frac{u}{u_0}, \quad V = \frac{v}{u_0}, \quad K = \frac{k}{u_0^2}, \quad E = \frac{\epsilon D}{u_0^3}, \quad \theta = \frac{T - T_w}{T_{in} - T_w},$$

$$\delta = \frac{L}{D}$$

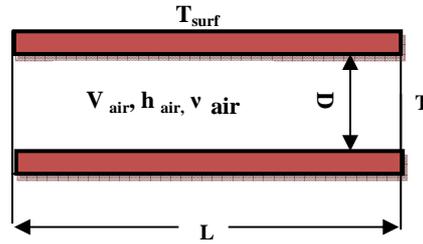


Figure 1 : la configuration a étudiée

Les constantes turbulentes dans les équations ont été adoptées selon celle de [5]. Elles sont montrées dans le (Tableau1).

Tableau 1 : Constantes Turbulentes dans les équations Gouvernantes

C_{μ}	$C1 = C3$	$C2$	σk	$\sigma \epsilon$
0.09	1.44	1.92	1	1.3

Modèle du nombre k-ε de Bas-Reynolds :

[5] ont proposé la première fois le modèle k-ε à bas nombre de Reynolds (LRN) en présentant des fonctions d'atténuation basées sur le nombre de Reynolds turbulent local $Re_T = K^2/\nu \epsilon$. Beaucoup de chercheurs ont proposé de nombreuses variantes du modèle de LRN, et les différences entre de divers modèles sont les valeurs constantes du modèle et les formules des fonctions d'atténuation. les fonctions d'atténuation $f1$, $f2$ et f_{μ} utilisées pour (LRN) sont définie dans[5].

Conditions aux limits:

- A l'entrée de la conduite: $x = 0$

$$u(0, y) = u_{in} \quad 13$$

$$v(0, y) = 0 \quad 14$$

$$T(0, y) = T_{in} \quad 15$$

$$k(0, y) = 0.005U_{in}^2 = k_{in} \quad 16$$

$$\epsilon(0, y) = 0.01k_{in}^{3/2} = \epsilon_{in} \quad 17$$

Ou k_{in} et ϵ_{in} sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et l'énergie de dissipation à l'entrée.

- A la sortie de la conduite : $x = L$

$$\frac{\partial u(L, y)}{\partial x} = 0 \quad 18$$

$$\frac{\partial v(L, y)}{\partial x} = 0 \quad 19$$

$$\frac{\partial T(L, y)}{\partial x} = 0 \quad 20$$

$$\frac{\partial k(L, y)}{\partial x} = 0 \quad 21$$

$$\frac{\partial \varepsilon(L, y)}{\partial x} = 0 \quad 22$$

SOLUTION NUMERIQUE

La méthode des volumes finis, basée sur l'algorithme SIMPLE, est utilisée pour résoudre le système (1) à (5) muni des conditions aux limites ci-dessus. Les termes de diffusion correspondant aux équations de quantité de mouvement et de turbulence sont discrétisés en utilisant le schéma numérique PLDS (Power law Differencing Scheme) de [6]. Par conséquent, l'équation algébrique générale peut être écrite comme :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b$$

Les équations discrètes de conservation ont été résolues par la méthode TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm). L'utilisation de ces arrangements était nécessaire pour obtenir un taux de convergence plus rapide. Le facteur de sous-relaxation a été soigneusement choisi pour empêcher de grandes variations dans le terme source. On a assumé que la solution est convergée quand le critère suivant a été satisfait.

$$\left| (\phi_{i,j}^{Iter+1} - \phi_{i,j}^{Iter}) / \phi_{i,j}^{Iter} \right| < 10^{-4}$$

Où $\phi_{i,j}^{Iter}$ représente les variables u, v, T, k, ε à chaque positions du domaine de calcul (x_i, y_j) à l'itération. Un maillage non uniforme de 70×90 a été avéré pour modéliser exactement l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans ce problème. Ce maillage est fortement concentré près de des parois horizontales pour capturer les gradients élevés de vitesse, pression et température. Afin d'assurer l'indépendance de grille des résultats, une série d'essais pour des maillages non uniformes a été effectuée.

RESULTATS ET DISCUSSION

D'après les distributions obtenues, la profondeur le plus adaptée pour l'installation de l'échangeur air sol est de 4 m [8], car il n'ya pas de changement de température plus cette profondeur. L'analyse de l'effet de la propriété thermo-physique du sol influe sur la conductivité thermique, la densité et la chaleur spécifique. Il est noté que à des profondeurs plus basses jusqu'à 2 m, l'influence de propriété thermo-physique du sol est négligeable. Alors plus que de 2m, Il est observée l'influence de ces propriétés, c'est probablement due à la composition du sol de ses différent constitutions (minéraux, matière organique, air et eau). La température à différent profondeur sera condition limite pour la conduite enterré (Température imposé sur paroi extérieur de la conduite).

L'échangeur air sol:

1- Température à la sortie de l'échangeur:

Le dimensionnement d'un échangeur air sol est assez délicat du fait du nombre de paramètre à optimiser : facteur du forme (longueur /diamètre), profondeur d'enfouissement, nombre de Reynolds (débit de ventilation). Les résultats exposés ne présentent pas de difficultés ni d'originalité particulières. Il s'agit d'une simple application calcul d'échange thermique par convection forcée à un tuyau enterrée.

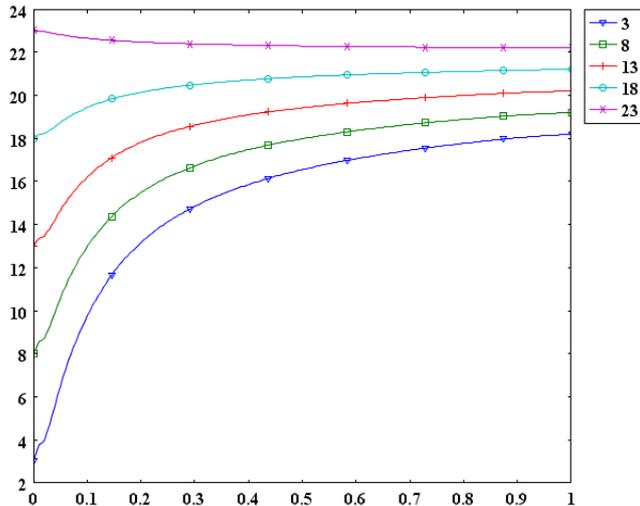


FIG. 2 : Température outlet vs X
 $Re=7500$; $\sigma=250$; $Z=3m$

La température à la sortie de l'échangeur T_{outlet} enregistre ces valeurs entre 17 et 23°C pour température d'entrée varie entre 3 et 23°C ; quand le nombre de Reynolds $Re=7500$ et le facteur de la forme $\sigma=250$ (figure 2). tel que $\sigma=L/D$ (longueur/diamètre)

a. Influence de facteur de forme (σ):

- La longueur:

La longueur de tuyau détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans le tuyau. Un tuyau long provoque un chemin plus long où le transfert de chaleur entre le tuyau et terre entourant prend le temps nécessaire.

- Le diamètre:

Le diamètre du tuyau définit la section totale par laquelle va circuler l'air. Il influe à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Le diamètre du tuyau augmente, la température T sortie augmente ; ce qui présente une réduction de coefficient de transfert de chaleur à la surface intérieure de tuyau qui fournit une réduction de système de climatisation.

b- Influence de nombre de Reynold

- La vitesse d'entrée:

La vitesse de l'air ne constitue pas un paramètre indépendant, puisqu'elle découle directement du choix des deux paramètres précédents. Néanmoins, elle impose le type d'écoulement (laminaire, turbulent) et influe donc non seulement sur la valeur du coefficient d'échange convectif entre l'air et le tuyau,

D. Validation

Les résultats qu'on a obtenus ont été validés en prenant comme référence certaines études expérimentales disponibles dans la littérature. En particulier, [8] qui ont étudié expérimentalement ce problème à l'université de Biskra. Leurs résultats ont été utilisés comme référence pour tester nos résultats numériques pour une conduite ($D = 0,11m$, $L = 60m$, ie : $\sigma=545$).

TAB .5 : les données pour validation

Longueur de la conduite	60 m
Diamètre de la conduite	0,21m
Vitesse d'entrée	3.79 m/s
Viscosité cinématique	$16,96 \times 10^{-6} m^2/s$
Température d'entrée	37°C
Température du sol ($z=4m$)	24°C

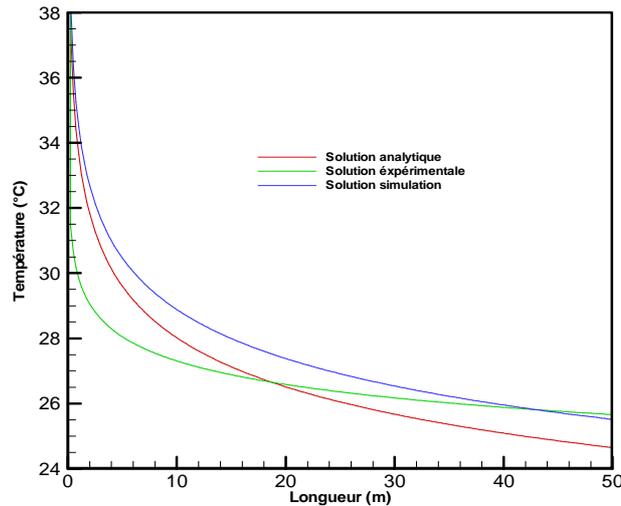


FIG. 4 : Température outlet vs longueur : Comparaison entre Nos résultats et les résultats de [8].

Cette comparaison (Figure 4) montre qu'il y a un accord qualitatif entre les résultats qu'on a obtenus et ceux de [N.Moumami et al, 2010], ce qui nous réconforte dans le choix de nos modèles mathématique et numérique, nous permettant ainsi de valider notre procédure de simulation numérique.

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection forcé stationnaire dans une conduite enterré. La configuration étudiée est une conduite enterré avec condition au limite (paroi) : la température du sol et condition d'entrée : la température ambiante et vitesse.

En se basant sur le modèle de turbulence (K- ϵ), on a développé le modèle mathématique décrivant notre problème. On a résolu le problème numériquement en volume finie. On a validé notre procédure de simulation numérique en comparant nos résultats avec ceux d'autres auteurs.

Par la suite une étude paramétrique de la convection forcée turbulente stationnaire dans une conduite horizontale a été menée. L'étude a consisté à étudier l'influence de la variation du nombre de Reynold, du facteur de la forme (L/D).

Entre autres résultats obtenus dans cette étude, certains peuvent être synthétisés comme suit :

- la particularité de l'échangeur air sol réside dans le fait que la différence de la température entre l'air entrant et le sol est variable au cours de l'année et dépend de la profondeur d'enfouissement de la conduite.
- Le chauffage par la géothermie de surface en utilisant cette technique est possible pour la localité de Béchar.

V. REFERENCES

- [1] AL AJMI, F., LOVEDAY, D.L., HANBY, V.I. ;The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate ; Building and Environment; Vol. 41 (3); pp. 235–244;2006
- [2] BOJIĆ, M, TRIFUNOVIĆ, N, PAPADAKIS, G, KYRITSIS, S; Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building, Energy. Vol.22(12); pp.1151–1158; 1997
- [3] HOLLMULLER, P.; Utilisation des échangeurs air-sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments ; Thèse de doctorat ; Faculté des sciences de l'Université de Genève. 125 p. Disponibles en ligne. URL: <http://www.unige.ch/cyberdocuments/theses2002/HollmullerP/these.html>; 2002
- [4] Kumar, R., S.Ramesh et S.C.Kaushik; Performance evaluation and energy conservation potential of earth air tunnel system coupled with non air conditioned building; Building and environment 38(6):807-813; 2003
- [5] Launder ET Spalding;The numerical computation of turbulent flow”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3: 269-289, 1974.
- [6] Patankar; Numerical heat transfer and fluid flow, Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences, Hemisphere Pub. Corp., McGraw-Hill; 1980.
- [7] Bilans énergétique et environnementaux de bâtiment à énergie positive ; Thèse de doctorat ; Ecole nationale supérieure des mines de paris. Stéphane THIERS, 2008
- [8] N.Moumami,H.Benfatah,N.Hatraf; le rafraichissement par la géothermie : étude théorique et expérimentale dans la site de Biskra ; Revue de l'énergie renouvelable Vol 13N° 3(2010)399-406 ;2010

[9]H.Ben jmaa Derbel ,O.Kanoun ; Investigation of the ground thermal potential in Tunisia focused towards heating and cooling application; Applied thermal engineering 2010.01.022

Nomenclature

Symbole

C : Constante intégrée dans l'équation (4.17) et vaut 1.01

C_1, C_2 : Constantes de turbulence

C_μ : Constantes de turbulence pour le modèle k- ϵ .

CI : Le coefficient d'orientation du capteur solaire

D : Diamètre du conduite, m

f_1, f_2, f_μ : Fonctions d'atténuation utilisées pour (LRN) le modèle à bas Nombre de Reynolds $k-\epsilon$

D : Diamètre du canal, m

k : Energie cinétique Turbulente, m^2/s^2

L : Longueur du canal, m

P : pression, pa

Pr Nombre de Prandtl

Re Nombre de Reynolds

R_T Utilisé pour (LRN) le modèle K- ϵ à bas nombre de Reynolds

R_Y Utilisé pour (LRN) le modèle K- ϵ à bas nombre de Reynolds

T Température, °K

T_{in} Température d'admission, °K

T_{wall} Température de mur, °K

U_{in} Vitesse d'admission, m/s

Symboles grecs

ϵ Taux de dissipation de l'énergie de turbulence, m^2/s^2

κ Constante de Von Karman (= 0.4)

ρ Densité d'air, (kg/m^3)

$\sigma_k, \sigma_t, \sigma_\epsilon$ Constante pour le modèle de turbulence de k- ϵ

ν_t Viscosité cinématique, pl