

ETUDE ANALYTIQUE D'UN ECHANGEUR EAU/SOL

Nabiha NAILI, Majdi HAZAMI, Abdel Hamid FARHAT
Centre de Recherche et des Technologies de l'Energie, BP 95 Hammam Lif 2050, Tunisie.
Laboratoire de Maîtrise des Technologies de l'Energie
Nabiha_naili@yahoo.fr ; abdelhamid.farhat@crten.rnrt.tn

RESUME

L'échangeur eau/sol est un système qui exploite l'inertie thermique du sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. Une étude analytique de l'échange thermique par convection forcée dans un tube enterré est réalisée pour mettre en évidence l'effet du diamètre, de la longueur de l'échangeur et du débit volumétrique sur le flux thermique fourni par l'échangeur enterré. Le but de ce travail est de dimensionner l'échangeur eau/sol.

MOTS CLES : échangeur eau/sol ; température du sol ; convection forcée ; perte de charge

NOMENCLATURE :

\dot{m} : débit de l'eau à l'intérieur du tube.	S_x : $2 \pi r x$ la surface d'échange.
C_p : capacité thermique de l'eau.	r : rayon du tube de l'échangeur.
T_s : température de l'eau à la sortie de l'échangeur.	Δp : perte de charge (Pa),
T_e : température de l'eau à l'entrée de l'échangeur.	λ : coefficient de perte de charge linéique
U : coefficient d'échange.	ρ : masse volumique de l'eau
T_{sol} : température du sol à la profondeur de l'échangeur.	D : diamètre hydraulique du tube
T_f : température de l'eau (eau).	L : longueur du tube.
μ : viscosité dynamique de l'eau	ξ : facteur de perte de charge singulière.
Re : nombre de Reynolds	χ : indice de rugosité du tube de l'échangeur

1. INTRODUCTION

L'utilisation d'un échangeur eau/sol, système appelé communément «puits canadien», connaît un développement important depuis quelques années. Il consiste à utiliser, comme entrée pour le conditionnement des habitations, de l'eau qui a préalablement circulé dans un échangeur enterré à une certaine profondeur. En hiver, l'eau réchauffée constitue la source chaude. En été, elle est rafraîchie et constitue la source froide. Il s'agit ainsi du système géothermique le plus simple qui soit. Dans la littérature on trouve plusieurs types d'échangeurs de chaleur (Hazami [1], Florids et al [2] et Omar [3]) ainsi que plusieurs formes. Dans le but d'étudier l'effet de la variation des propriétés géométriques sur le comportement dynamique d'un échangeur tubulaire soumis à différentes conditions de température, A. Omar et al. (1999) [4] ont étudié trois différentes formes d'échangeurs tubulaires. L'étude expérimentale montre que le coefficient d'échange et la puissance thermique échangée dépend de la longueur des tubes et de leurs diamètres.

La dimension de l'échangeur enterré (longueur, diamètre) est l'une des plus importants critères qui doit être traité. En effet, l'étude numérique de Mihalakakou et al. [5] a montré que l'efficacité d'un échangeur air/sol augmente avec l'augmentation de sa longueur (gamme vérifiée 30-70m). En outre, il y a une augmentation de l'efficacité quand l'échangeur est enterré à des profondeurs plus importantes (3m au lieu de 1,2 m). L'étude montre aussi que la capacité de chauffage du système a été réduite en augmentant le diamètre de l'échangeur de 100 à 150 millimètres. Ceci est dû à la réduction du coefficient de transfert de chaleur par convection et à une augmentation de la surface de l'échangeur. Par conséquent, l'échangeur fournit une température inférieure à la sortie.

L'effet du niveau d'enfouissement de l'échangeur eau/sol est traité par Esen et al. [6,7], qui ont testé expérimentalement la performance d'un système de climatisation formé par une pompe à

chaleur couplée à des échangeurs enterrés disposés à deux profondeurs différentes: 1m et 2m. Leur expérience a montré que la performance des échangeurs enterrés augmente avec l'augmentation de la profondeur (2,5 pour 1m et 2,8 pour 2m).

La modélisation de l'échangeur eau/sol est traitée numériquement par Bi et al. [8] qui ont employé un système de coordonnées cylindrique bidimensionnel pour modéliser un échangeur de chaleur enterré disposé sous la forme d'un enroulement spirale vertical. Ce même problème a été traité par Demir et al [9], Negiz, Hastaoglu et Heidmann [10, 11, 12] et Thiers et Peuportier [13]. Une comparaison économique d'une part entre un système des échangeurs enterrés horizontaux couplés à une pompe à chaleur et d'autre part entre un système d'une pompe à chaleur à air a été menée par Petit et Meyer [14]. L'étude expérimentale a été faite dans les conditions climatiques du sud Africain. L'étude a montré que l'utilisation des échangeurs enterrés est le plus rentable. Le même résultat a été trouvé par De Swart et Mayer [15] ainsi que Esen et al [16] en utilisant une pompe à chaleur réversible.

Afin de caractériser l'échangeur eau/sol, sous le climat Tunisien où la température du sol est de l'ordre de 21 °C à un mètre de profondeur, une étude analytique a été développée. Elle consiste à évaluer l'effet des paramètres de fonctionnements (débit caloporteur, dimension de l'échangeur) sur le flux thermique récupéré du sol.

2. ETUDE ANALYTIQUE

Nous ferons ici l'hypothèse que la température extérieure de l'échangeur est constante, ce qui revient à considérer que l'inertie thermique du sol est grande devant les quantités de chaleur échangées. Nous ne considérerons donc que l'échange thermique qui se fait en régime stationnaire c'est à dire que les températures restent constantes dans le sol et à la paroi de l'échangeur.

2-1- ECHANGE THERMIQUE DANS UN ECHANGEUR EAU/SOL

L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube où circule un fluide se fait par convection forcée. Considérons un élément infinitésimal d'un tube capillaire dx dans la direction de l'écoulement de l'eau caloporteur (l'eau) (Figure.1).

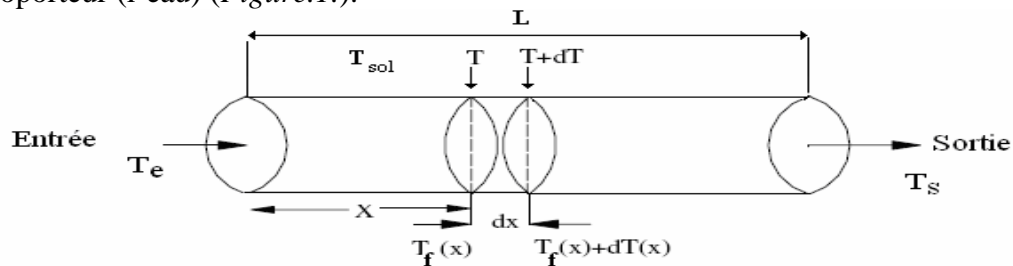


Figure-1- : tranche du tube de l'échangeur placé dans le sol

Le flux thermique Q_p récupéré par l'échangeur de chaleur est donné par l'expression :

$$Q_p = \dot{m} C_p (T_s - T_e) = U (T_{sol} - T_f) S_x \quad (1)$$

En admettant que le coefficient d'échange $U(x)$ reste constant tout le long de l'échangeur ($U(x)=U$), l'équation précédente, après intégration, donne la température de l'eau à chaque section du tube par la formule suivante :

$$T_f = T_{sol} + (T_e - T_{sol}) \exp\left(-\frac{U S_x}{\dot{m} C_p}\right)$$

or $T_s = T_f(\text{pour } x=L)$ ce qui donne :

$$T_s = T_{sol} + (T_e - T_{sol}) \exp\{-NUT\}$$

avec $NUT = (U S / \dot{m} C_p)$, groupement non dimensionnel : Nombre d'Unité de Transfert

en remplaçant T_s par son expression dans la relation (1) la quantité de chaleur récupérée du sol devient :

$$Q_p = \dot{m} C_p \left(1 - \exp \left(- \frac{\pi D L U}{\dot{m} C_p} \right) \right) (T_{sol} - T_e)$$

où $\varepsilon = 1 - \exp(-U S / \dot{m} C_p)$ représente l'efficacité thermique de l'échangeur.

2-2- ETUDE AERAIQUE

L'étude précédente ne concerne que la partie thermique du problème, une étude aéraulique est nécessaire afin de permettre un choix des critères de l'échangeur tenant compte de ces contraintes. Les pertes de charge doivent être calculées afin de pouvoir équilibrer les différentes boucles les unes par rapport aux autres. Pour le calcul des pertes de charge, on doit calculer les pertes de charge linéiques et singulières (coudes + collecteur)

$$\Delta p_{totale} = \Delta p_{linéique} + \Delta p_{singulière}$$

2-2-1- PERTE DE CHARGE LINEIQUE

La perte de charge linéique pour un écoulement dans une conduite rectiligne se détermine de la manière suivante :

$$\Delta p = \frac{\Lambda}{D} \frac{\rho V^2}{2} L$$

Le calcul du coefficient de perte de charge (Λ) dépend de la nature de l'écoulement, laminaire ou turbulent. Ce dernier donne lieu à des pertes de charge plus importantes, on suppose comme début qu'on se place dans les conditions d'un écoulement laminaire. Un écoulement se caractérise par son nombre de Reynolds :

$$Re = \rho V D / \mu$$

Pour des valeurs de $Re < 2000$, le régime d'écoulement est laminaire et le coefficient Λ n'est nullement affecté par la rugosité relative. Il est fonction du débit et est donné par la relation de Hagen-Poiseuille :

$$\Lambda = 64 / Re$$

Dans les limites $2000 < Re < 4000$, le régime est considéré comme instable et Λ est déterminé par la relation de Frenkel (Feyen et al., 1986 [17]):

$$\Lambda = 2,7 / Re^{0,53}$$

Pour $4000 < Re < 10.000$, le régime est considéré partiellement turbulent et Λ est estimé par la relation de Blasius :

$$\Lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$$

Pour des valeurs élevées de Re , le régime est complètement turbulent d'où résulte la variation de Λ en fonction de Re et de χ / D (traduit l'amplitude des défauts de linéarité de la paroi du tube). Von Karman et Prandtl, Nikuradse ou Colebrook et White ont déterminé Λ par des relations empiriques (Carlier, 1980):

Von Karman et Prandtl	Nikuradse :	Colebrook et White
$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \text{Log}_{10} \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\Lambda}} \right]$	$\Lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$	$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \log \left[\frac{\chi/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\Lambda}} \right]$

2-2-2- PERTE DE CHARGE SINGULIERE

La perte de charge singulière a pour expression : $\Delta p = \xi \rho (V^2 / 2)$.

Dans la suite et vue qu'elle est faible on va négliger la perte de charge singulière devant celle linéique.

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'étude proposée ici est conçue pour pouvoir être utilisé pour le dimensionnement de l'échangeur eau/sol et pour la conception des bâtiments.

Le calcul est fait pour un échangeur en polyéthylène placé horizontalement à une profondeur de 1 m dans le sol

3-1- EFFET DU DEBIT ET DE LA LONGUEUR DU L'ECHANGEUR

Le flux récupéré du sol par le échangeur en fonction du débit et de la longueur de l'échangeur est montré sur la *Figure 2*. Chaque courbe atteint de manière asymptotique un palier qui représente le flux maximal récupérable, imposé par la différence de température eau/sol. On peut déduire de cette figure qu'on atteint une valeur optimale de la longueur de l'échangeur enterré.

La *Figure 2* montre aussi que l'augmentation du débit augmente la quantité de chaleur récupérée pour voir si ce résultat est toujours vrai, on a représenté sur la *Figure 3* le flux par unité de longueur en fonction du débit de l'eau caloporteur. La figure montre qu'on atteint de même un palier qui correspond à une valeur maximale du flux de chaleur gagné.

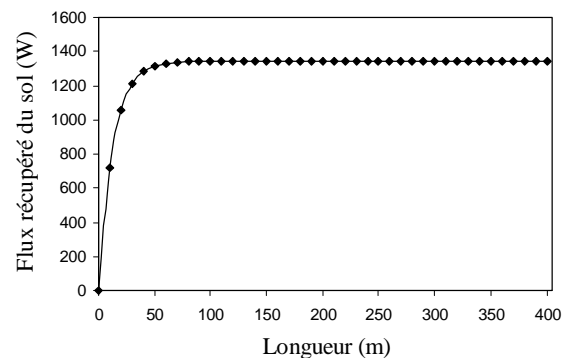
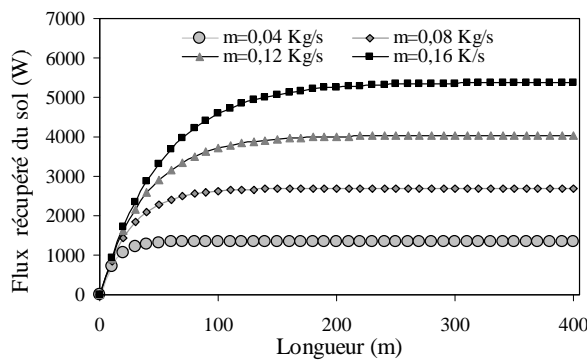


Figure 2 : Variation du flux récupéré par l'échangeur eau/sol en fonction du débit et de la longueur *Figure 3* : Variation de Q_p en fonction du débit

3-2- EFFET DU DIAMETRE DE L'ECHANGEUR

Sur la *Figure 4* sont représentées les courbes de flux thermique en fonction du diamètre et de la longueur de l'échangeur. Le diamètre de l'échangeur influe essentiellement sur la longueur de l'échangeur nécessaire pour atteindre le palier. Plus le diamètre est petit, plus la longueur nécessaire est faible.

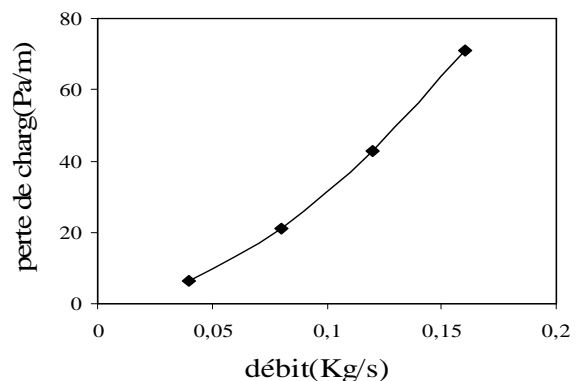
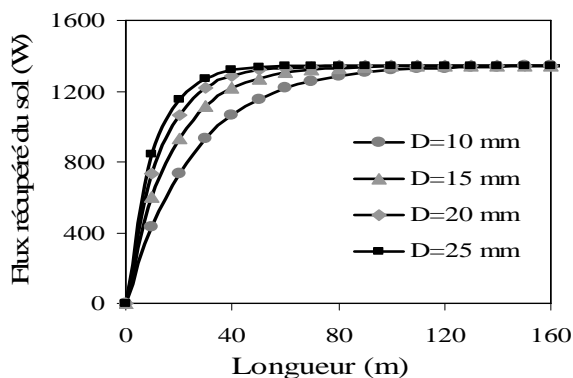


Figure 4 : Variation du flux en fonction de la longueur et du diamètre de l'échangeur

Figure 5 : Variation de la perte de charge en fonction du débit

3-3- CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE

Pour choisir la formule empirique qu'on doit utiliser on doit savoir le type de l'écoulement de l'eau dans l'échangeur. Pour estimer le type d'écoulement on a calculé dans le Tableau-1- le nombre de Reynolds pour les différents diamètres et débits

Tableau 1: Nombre de Reynolds pour différents débits et diamètres de l'échangeur

débit (Kg.s ⁻¹)	diamètre du tube			
	10 (mm)	15 (mm)	20 (mm)	25 (mm)
0,04	5065	3376	2532	2026
0,08	10130	6753	5065	4052
0,12	15195	10130	7597	6078
0,16	20260	13507	10130	8104

On voit que pour la plage du débit et du diamètre que nous considérons ici, il est difficile d'obtenir un écoulement laminaire. Nous considérerons donc pour la suite la perte de charge pour un écoulement turbulent. Dans ce cas, le coefficient de perte de charge qu'on peut utiliser est celui donné par la relation de Blasius : $\Lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$

Les variations de la perte de charge en fonction du débit de l'eau caloporteur et en fonction du diamètre de l'échangeur sont regroupées dans le Tableau 2.

Tableau 2 : Perte de charge par unité de longueur (Pa.m⁻¹).

Débit (Kg.s ⁻¹)	Diamètre du tube			
	10 (mm)	15 (mm)	20 (mm)	25 (mm)
0.04	487.25	70.98	24.13	6.27
0.08	1638.12	238.81	81.21	21.1
0.12	3330.47	485.36	165.09	42.87
0.16	5508.92	802.84	324.83	70.99

Ces résultats montrent que la perte de charge augmente avec le débit (*Figure 5*) et, dans des proportions beaucoup plus importante, diminue avec le diamètre de l'échangeur (*Figure 6*). Ce résultat à été trouvé aussi par Zella et Smadhi [17]. La variation de la perte de charge en fonction du débit et du diamètre est représentée sur la *Figure 7*.



Figure 6 ; Variation de la perte de charge en fonction du diamètre de l'échangeur

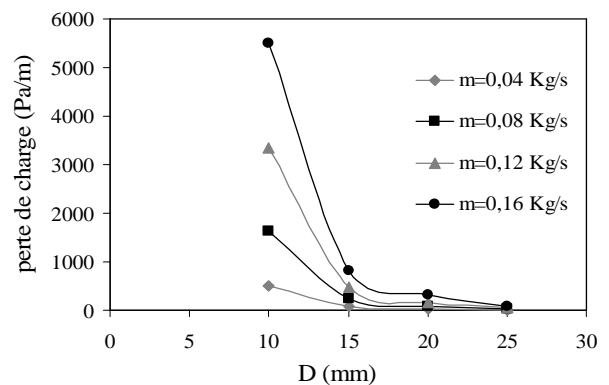


Figure 7 : Variation de la perte de charge en fonction du débit et du diamètre

4. CONCLUSION

L'étude présentée intègre la plupart des phénomènes thermiques intervenant dans l'échange entre l'eau et le sol, à l'exception de l'infiltration d'eau dans le sol. Les résultats obtenus contribuent à une conception thermique et aéraulique d'un échangeur eau/sol, en effet, la

quantité de chaleur récupérée du sol par un échangeur enterré varie en fonction des dimensions de ce dernier. L'étude analytique nous a permis de conclure que :

- * Pour un débit constant on atteint une longueur optimale de l'échangeur inutile de la dépasser
- * Pour une unité de longueur de l'échangeur on trouve de même un débit optimal
- * La variation du diamètre de l'échangeur influence l'énergie récupérée du sol pour les faibles longueurs

- * La perte de charge est proportionnelle au débit et inversement proportionnelle au diamètre

4. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. M. HAZAMI (2008) "Etude expérimentale et numérique du phénomène de stockage et de déstockage de l'énergie thermique en utilisant un échangeur capillaire en polypropylène". Thèse, Faculté des Sciences, Tunis.
2. G. FLORIDS et S. KALOGIROU (2007) "Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications" *Renew Energy*, doi:10.1016/j.renene.2006.12.014
3. A. Omar (2007) "Ground-source heat pumps systems and applications" *Renewable and Sustainable Energy* doi:10.1016/j.rser.2006.10.003
4. A. Omar et S. Aboudi (1999) "influence des propriétés physiques et géométries sur le comportement dynamique d'un échangeur de chaleur de géométrie cylindrique soumis à différentes conditions de flux : applications au problème d'une ailette". JITH 99, 9ième journée internationale de la thermique. Belgique 1999.
5. Mihalakakou G, Lewis J, Santamouris M. (1996) On the heating potential of buried pipes techniques-application in Ireland. *Energy Buildings* 24, pp 19–25.
6. H. Esen; M. Inalli; M. Esen and Kazim Pihtil (2007) « Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers » *Building and environment* 42, pp 3606-3615
7. H. Esen; M. Inalli and M. Esen (2007) « A techno-economic comparison of ground-coupled and air-coupled heat pump system for space cooling » *Building and environment* 42, pp 1955-1965
8. Bi Y, Chen L, Wu C. (2002) « Ground heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification » *Appl Therm Eng* ;22:183–9.
9. H. Demir; A. koyun; G Temir (2008) "Heat transfer of horizontal parallel pipe ground heat exchanger and experimental verification" *Applied Thermal Engineering* doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.02.027
10. M.A. Hastaoglu, A. Negiz, R.A. Heidemann, Three-dimensional transient heat transfer from a buried pipe – part III comprehensive model, *Chem. Eng. Sci.* 50(1995) 2545–2555.
11. A. Negiz, M.A. Hastaoglu, R.A. Heidemann, Three-dimensional heat transfer from a buried pipe- I. laminar flow, *Chem. Eng. Sci.* 48 (1993) 3507–3517.
12. A. Negiz, M.A. Hastaoglu, R.A. Heidemann, Three-dimensional transient heat transfer from a buried pipe: solidification of a stationary fluid, *Numer. Heat Transf.* 28 (1995) 175–193.
13. S. Thiers et B. Peuportier (2007) « Modélisation thermique d'un échangeur air/sol pour le rafraîchissement des bâtiments » Journée thématique SFT-IBPSA Froid solaire et confort d'été 25 avril 2007, Aix-les-Bains
14. Petit PJ, Meyer JP. (1997) « A techno-economic analytical comparison of the performance of air-source and horizontal ground source air-conditioners in South Africa ». *Int J Energy Res*; 21(11):1011–21.
15. De Swardt CA and Meyer JP. (2001) « A performance comparison between an air-source and a ground-source reversible heat pump ». *Int J Energy Res*;25(10):899–910
16. H. Esen , M. Inalli and M. Esen (2006) « Technoeconomic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey ». *Energy Conversion and Management* Volume 47 pp 1281–1297
17. FEYEN J., LELIAERT J., BADJI M. (1986). *Traité pratique de l'irrigation sous pression*. AGCD/ABOS, KU, Leuven, 231pp.
18. L. ZELLA , D. SMADHI « L'INTERET DU CALCUL DES PERTES DE CHARGE EN MICRO IRRIGATION » *Larhyss Journal*, ISSN 1112-3680, n° 04, Juin 2005, pp.51-68.