

Simulation Numérique Du Comportement Dynamique D'un Echangeur Eau-Sol

CCTC 2013 Paper Number #87 (1569695069)

R. Nebbali

Laboratoire d'Energétique, Mécanique et Matériaux.
University of Mouloud Mammeri, Tizi-Ouzou, Algeria

Résumé

Ce travail porte sur l'étude thermique d'un échangeur eau/sol. Ce dernier, contrairement aux échangeurs air/sol, améliore l'efficacité des échanges de chaleur et nécessite un espace réduit concomitant à un faible coût d'exploitation.

Le sol, par son inertie thermique, constitue un milieu tampon dont la température reste stable en profondeur. En première approche, on examine la distribution de la température dans le sol afin de déterminer la profondeur d'enfouissement de l'échangeur qui doit assurer le refroidissement souhaité. En seconde approche, la caractérisation de l'échangeur eau/sol s'avère nécessaire. On fait, alors, appel au code de calcul CFD Fluent® pour résoudre les équations de mouvement et d'énergie mises en jeu. Des simulations numériques sont effectuées sur une période estivale sous les conditions climatiques d'Avignon (Sud de la France). Le choix de cette période est justifié par l'application qui intéresse le refroidissement des serres de cultures ou des bâtiments.

L'évolution de la température de sortie de l'eau de cet échangeur au cours du temps montre que le sol assure un refroidissement continu pendant une période limitée. En effet, à cause de la faible diffusivité thermique du sol, la température du sol au voisinage immédiat de l'échangeur augmente pour gagner l'ensemble de l'échangeur après quelques heures de fonctionnement.

Afin d'assurer un refroidissement continu de l'eau, on prévoit un autre échangeur identique, placé à la même profondeur, qui prend le relais. Pendant que le premier refroidit l'eau chaude en provenance d'une installation externe, le second dissipe dans le sol, par simple recirculation de l'eau, la chaleur cumulée lors de son précédent cycle de refroidissement. Ce fonctionnement en intermittence va permettre au premier échangeur de retrouver son état initial et assurer à nouveau le refroidissement de l'eau.

mots clés: CFD, Echangeur eau/sol, géothermie, inertie du sol.

Abstract

This work focuses on the thermal study of a soil/water exchanger. This one improves the efficiency of heat exchange and requires a concomitant reduced space with low operating cost. The ground by its thermal inertia is a buffer whose temperature remains stable in depth. In a first approach, we examine the temperature distribution in the soil in order to determine the depth of the exchanger, which must ensure the desired cooling. As a second approach, the characterization of the soil/water exchanger is necessary. Thus, a CFD code is used to solve the equations of motion and energy. Numerical simulations are performed along a summer

period under the climatic conditions of Avignon (South of France). The choice of this period is justified by the application that interests the cooling of cropped greenhouses or buildings.

Evolution of the outlet temperature of the water of this exchanger over time shows that the soil ensures continuous cooling for a limited period. As a matter of fact, because of the low thermal diffusivity of the soil, the temperature in the immediate vicinity of the exchanger increases to gain the whole exchanger after few hours of operation.

To ensure continuous water cooling, an other identical exchanger, is placed at the same depth. While the first one cools the hot water coming from an external installation, the second one dissipates, by simple water recirculation, the heat accumulated during its previous cooling cycle. This intermittent operation will allow to the first exchanger to recover its initial state and to ensure again the cooling of water.

Keys words: CFD, Exchanger water/soil, geothermal energy, soil inertia.

1. Introduction

Dans le contexte actuel, imposé par le réchauffement climatique, la réduction des émissions des gaz à effet de serre concomitante à une faible consommation énergétique s'avère une alternative incontournable.

Les serres de cultures qui ne sont pas épargnées par ces considérations écologiques et économiques doivent se conformer à ces restrictions.

En effet, on rencontre souvent dans les serres des systèmes de chauffage et/ou de climatisation qui permettent de réguler le climat intérieur. L'optimisation de la gestion de ces équipements ainsi que la recherche de systèmes alternatifs à l'utilisation d'hydrocarbures fossiles a fait l'objet de nombreuses études. C'est notamment le cas pour des systèmes de chauffage solaire des serres [1] mettant en œuvre le stockage de l'énergie solaire dans le sol, exploité pour des rotations de culture du type laitue – tomate pendant 2 années complètes. L'auteur montre que ce système reste performant durant toutes les périodes de chauffage.

Une autre étude expérimentale [2] montre comment assurer le contrôle adéquat du climat intérieur par l'utilisation des différents modes de refroidissement (aération naturelle, écran d'ombrage, brumisation).

L'émergence de codes de calculs et le développement des outils informatiques orientent les chercheurs [3] vers la modélisation des systèmes serres et l'amélioration de leur design.

On est passé des cas de serres à échelles réduites [4] et vides [5-7] à des échelles réelles [8-14]. Parmi les nombreux résultats recensés dans la littérature, il apparaît que l'efficacité de la ventilation naturelle reste tributaire de l'intensité et de la direction du vent, d'une part, et de la température de l'air extérieur d'autre part. En effet, des températures élevées de l'air et/ou des faibles vitesses du vent associées ou non à des directions non privilégiées qui réduisent le taux de renouvellement d'air ne contribuent pas à un refroidissement conséquent des serres [15].

Actuellement les recherches s'orientent vers l'étude des serres fermées [16-18]. Ce travail s'inscrit justement dans cette optique. En effet, il est possible au moyen d'un échangeur air/eau, de contrôler la température et le débit d'air insufflé dans une serre fermée. On propose donc une installation qui assure un taux de renouvellement d'air fixe de $20h^{-1}$.

L'eau, qui s'écoule dans les tubes d'un échangeur air/eau et qui joue le rôle de fluide caloporteur, puise de la chaleur de l'air chaud avant de la dissiper vers le sol à travers un échangeur eau/sol placé à une profondeur de 2m.

Durant la journée la plus chaude de l'année prévalant le 02 août à Avignon (Sud de la France), l'air doit être refroidi entre 9H00 et 19H00. Cependant, à cause de la faible diffusivité thermique du sol, l'échangeur eau/sol n'assure un refroidissement continu de l'eau que durant un temps limité (4h et 20minutes). On exploite alors cet échangeur en intermittence de quatre heures avec un second échangeur placé à la même profondeur.

2. Description de l'installation

L'application proposée dans ce travail concerne le refroidissement d'une serre de culture de type tunnel de 426m^3 de volume et de $22 \times 8 \text{m}^2$ de surface au sol, située à Avignon (latitude 44°N , longitude 5°E). L'air chaud extérieur, se refroidit d'abord à travers un échangeur air/eau avant de l'insuffler dans la serre. L'eau qui joue le rôle de caloporteur, dissipe dans le sol, à travers un échangeur eau/sol placé à la profondeur de 2m, la chaleur qu'elle extrait de cet air.

Les simulations sont effectuées sur une journée type qui correspond à la journée la plus chaude de l'année. L'évolution de la température de l'air, pour cette journée (Figure 1), déterminée à partir de valeurs moyennes du climat mesurées à la surface du sol [19], montre que l'air insufflé dans la serre doit être refroidi entre 9H00 et 19H00.

Durant cette période de dix heures l'utilisation d'un seul échangeur eau/sol ne peut pas assurer un refroidissement continu de l'air. Un autre échangeur identique est alors exploité pour prendre le relais.

L'installation proposée est illustrée dans la figure 2. Les pompes à eau qui débitent $0.35\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ assurent la circulation de l'eau entre les deux échangeurs eau/sol et air/eau selon un circuit long, alors que, les pompes à eau de débits $1\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ font recirculer l'eau dans l'échangeur eau/sol selon un circuit court.

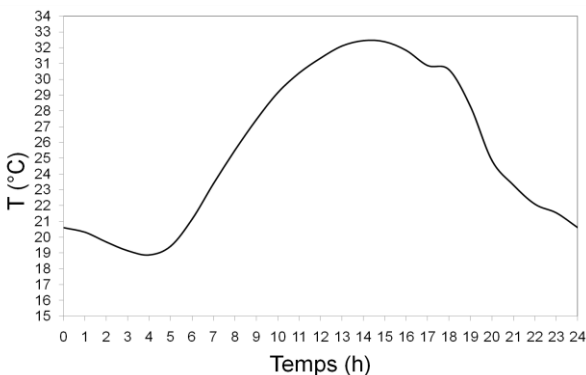


Figure 1: Evolution de la température de l'air durant la journée du 02 Août à Avignon [19].

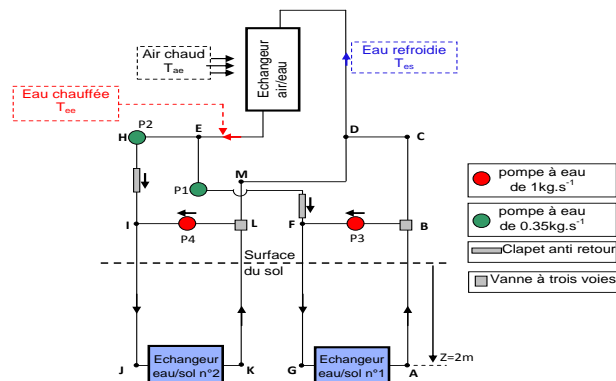


Figure 2: Schéma descriptif de l'installation.

3. Modèle de l'échangeur eau/air

Il s'agit d'un échangeur compact (Figure 3) constitué de 3×18 tubes, de diamètres $0.016/0.014\text{m}$ et de longueurs 1m , alignés sur trois rangées, avec un entraxe régulier de 0.05m .

La surface d'échange offerte à l'air est augmentée par l'adjonction de 263 ailettes rectangulaires ($0.15\text{m} \times 0.0003\text{m} \times 0.9\text{m}$) disposées avec un pas régulier de 0.0035m . Dans les tubes circule de l'eau de refroidissement avec un débit $m_e=0.35 \text{ kg.s}^{-1}$ alors qu'à l'extérieur l'air chaud est soufflé perpendiculairement aux tubes à raison de $m_a=2 \text{ kg.s}^{-1}$.

Les températures de sorties de l'air et de l'eau sont déterminées par la méthode globale NUT. La température de l'air chaud (T_{ae}) refroidi à travers cet échangeur influe de façon significative sur la température de sortie de l'eau de cet échangeur, laquelle constitue la température d'entrée de l'eau (T_{ee}) vers l'échangeur eau/sol. L'évolution de cette dernière au regard de celles de l'air chaud (T_{ae}) et de l'eau (T_{es}) introduits, pour des débits d'eau $m_e=0.35 \text{ kg.s}^{-1}$ et d'air $m_a=2 \text{ kg.s}^{-1}$, est illustré par la figure 4.

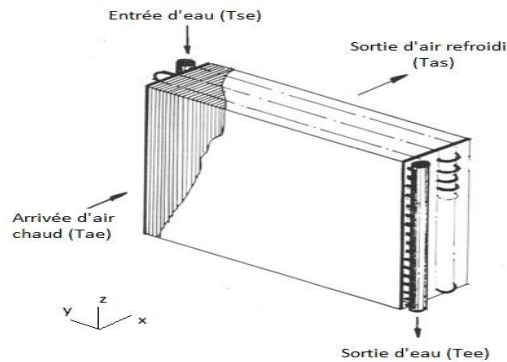


Figure 3: Schéma descriptif de l'échangeur air/eau.

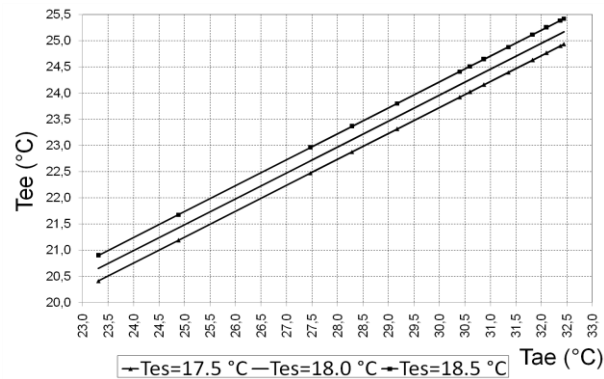


Figure 4: Température de sortie de l'eau (T_{ee}) vs. température de l'air chaud (T_{ae}), pour différentes valeurs de la température d'entrée de l'eau (T_{es}) ($m_e=0.35 \text{ kg.s}^{-1}$ et $m_a=2 \text{ kg.s}^{-1}$).

3. Modèle de l'échangeur eau/sol

3.1. Profondeur d'enfouissement de l'échangeur eau/sol dans le sol

La résolution numérique de l'équation de Fourier exprimée par la relation (1) permet la détermination de l'évolution au cours du temps de la température dans le sol.

$$\Delta T = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

où α est la diffusivité thermique et Δ désigne le Laplacien.

En considérant un sol nu exposé par sa surface à une perturbation thermique cyclique imposée par la température de l'air en surface (Figure 1), il est possible de déterminer le profil de température en profondeur [15,20].

Afin de caractériser le fonctionnement de l'installation (Figure 2), durant toute la période estivale, on considère comme journée type la journée du 02 Août qui est la plus chaude de l'année (Figure 1).

Tenant compte de la composition du sol (Tableau 1), on obtient le profil illustré par la figure 5. Il apparaît que le sol est affecté sur une couche n'excédant pas les 0.6m. Par ailleurs, à une profondeur de 2m, le sol atteint une température assez stable et suffisamment basse d'environ 17.56°C pour assurer le refroidissement de l'air extérieur. On retient alors cette cote comme profondeur d'enfouissement de l'échangeur eau/sol.

Soil	First layer	Second layer	Last layer
épaisseur [m]	0.01	0.15	0.75
λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	2.5	2	2
ρ [kg.m ⁻³]	1300	1450	1600
C_p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1200	1250	1350

Tableau 1. paramètres thermophysiques du sol [21].

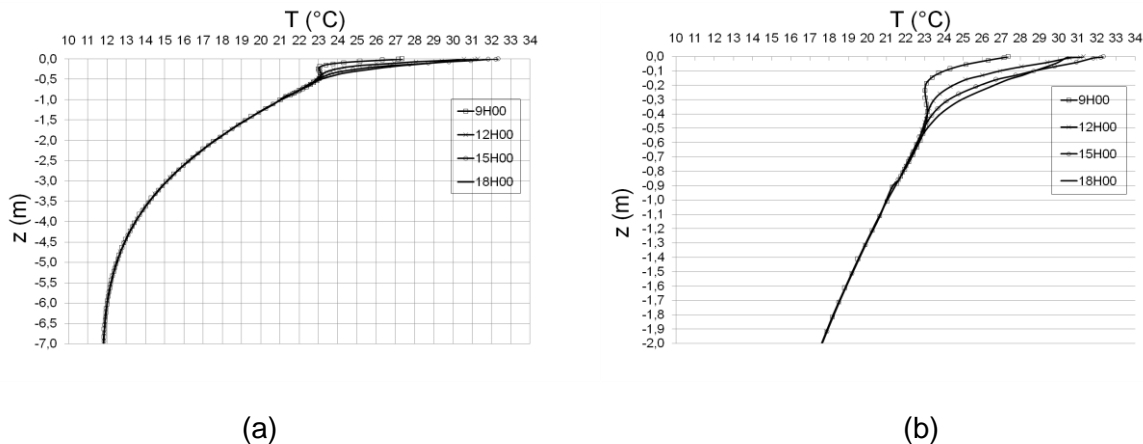


Figure 5: Evolution au cours du temps de la température dans le sol : (a): pour une profondeur de 7m. (b): agrandissement sur une profondeur de 2m.

4. Couplage sol-échangeur

4.1. Domaine de calcul

Le domaine de calcul consiste en un parallélépipède (8m×8m×7m) incluant l'échangeur à serpentin (0.02m de diamètre et 12m de long). Les dimensions du domaine sont suffisamment grandes de façon que les perturbations thermiques produites par l'échangeur n'affectent pas les frontières.

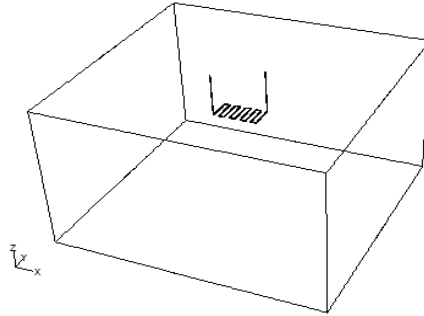


Figure 6. Schéma descriptif du domaine de calcul incluant l'échangeur à serpentin, à une profondeur de 2m.

4.2. Equations associées

Dans le sol l'équation de Fourier (1) est résolue.

Le flux de chaleur échangé entre l'eau et le sol à travers les parois de l'échangeur est déterminé par la résolution des équations de continuité, de quantités de mouvement, d'énergie cinétique turbulente (k) et du taux de dissipation (ε) (modèle k - ε standard) couplées à l'équation de l'énergie régissant l'écoulement turbulent de l'eau. Ces équations se présentent, pour un fluide incompressible et en négligeant les forces de volumes, sous la forme suivante:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V} \phi) = -\gamma \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nabla \cdot (\nabla \phi) + S \quad (2)$$

Avec:

	Γ	γ	ϕ	S
Equation de continuité	0	0	ρ	0
Equation de mouvement	ν	1	ρu_i	0
Equation de l'énergie	α	0	T	0
Equation de l'énergie cinétique turbulente	$\nu + \nu_t$	0	ρk	S_k
Equation du taux de dissipation	$\nu + \frac{\nu_t}{1.3}$	0	$\rho \varepsilon$	S_ε

Où ∇ désigne le gradient, P la pression, u_i les composantes du vecteur vitesse V , ν la viscosité cinématique, ν_t la viscosité cinématique turbulente, T la température, S_k et S_ε des termes sources [15].

4.3. Conditions aux limites et initiale

La température de l'air est déterminé à partir de valeurs moyennes du climat [19] effectuées à la surface du sol (Figure 1). A cause de la faible résistance thermique de convection en surface du sol [4,15], la température de la surface du sol est assimilée à celle de l'air.

Quant à la température en profondeur dans le sol, elle découle de la résolution numérique de l'équation de la chaleur (1). L'heure de 9H00 constitue l'instant initial. La figure 7 illustre le profil de température dans le sol à cet instant.

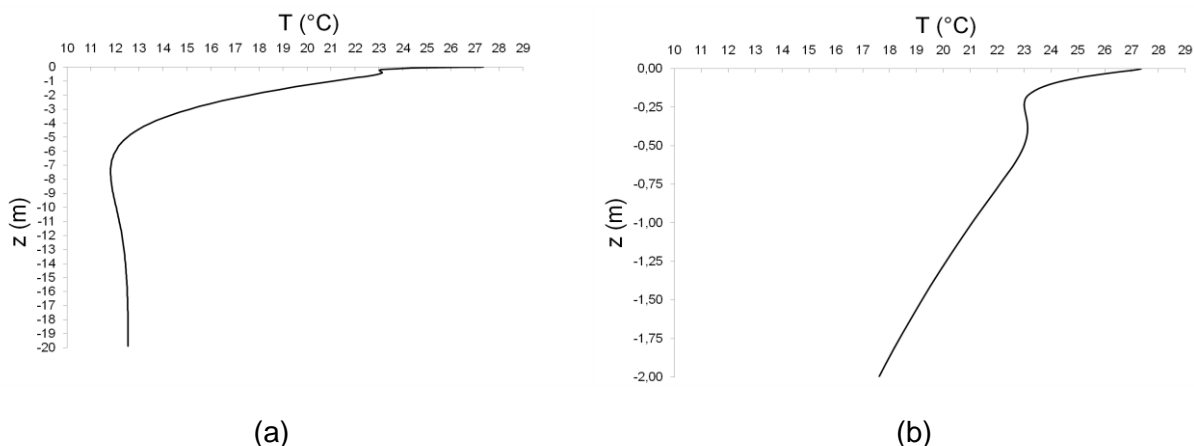


Figure 7: Profil de température dans le sol à 9H00: (a)- pour une profondeur de 20m.
(b)- agrandissement sur une profondeur de 2m.

5. Code CFD

Le développement rapide des méthodes de calcul numériques permet de résoudre de nombreux problèmes assez complexes. Le code CFD Fluent[®] a été utilisé pour effectuer des simulations en régime transitoire, avec un pas de temps de 100 secondes, tout en assurant le couplage des transferts de chaleur par convection et conduction. Ce code permet de résoudre, en régime variable, l'ensemble des équations en 3D en milieu solide et fluide. Une discrétisation du domaine étudié associée à la méthode des volumes finis donnent lieu à un système d'équations linéaires.

6. Résultats et discussions

Au cours de la journée, la température de l'air ambiant évolue entre 23 et 33°C. L'eau de refroidissement, issue à 17.56°C de l'échangeur enfoui dans le sol, quitte l'échangeur air/eau avec des niveaux de températures variant entre 20 et 25°C (Figure 4).

Le refroidissement continue de cette eau à travers l'échangeur eau/sol limite le fonctionnement continu de l'installation. En effet, comme le montre la figure 8, l'échangeur eau/sol assure le refroidissement de l'eau pendant 260 minutes (4 heures et 20 minutes) seulement, car le sol, de part sa faible diffusivité thermique, n'arrive pas à dissiper rapidement la chaleur accumulée à son voisinage (Figure 9) vers les couches froides du sol.

Afin de perpétuer le cycle de fonctionnement de l'installation, on limite la durée de refroidissement de l'eau à travers les deux échangeurs eau/sol à 4 heures (de 9H00 à 13H00 pour l'échangeur n°1 et de 13H00 à 17H00 pour l'échangeur n°2).

Dès l'heure de 9H00, on actionne la pompe à eau P1 (Figure 2), pendant que les autres pompes sont à l'arrêt, pour faire circuler l'eau selon le long circuit (A-B-C-D-E-F-G). La figure 9 montre la distribution de la température sur un plan horizontal situé à 2 m de profondeur.

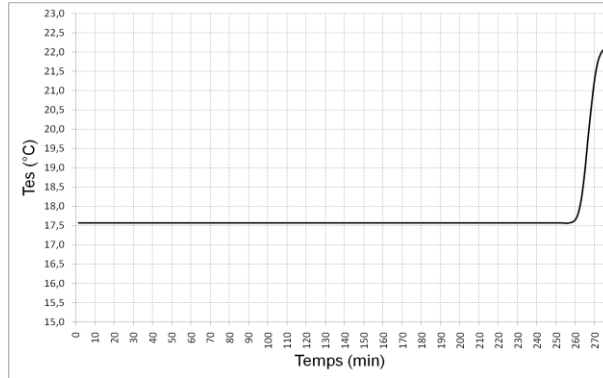


Figure 8: Evolution au cours du temps de la température de sortie de l'eau de l'échangeur

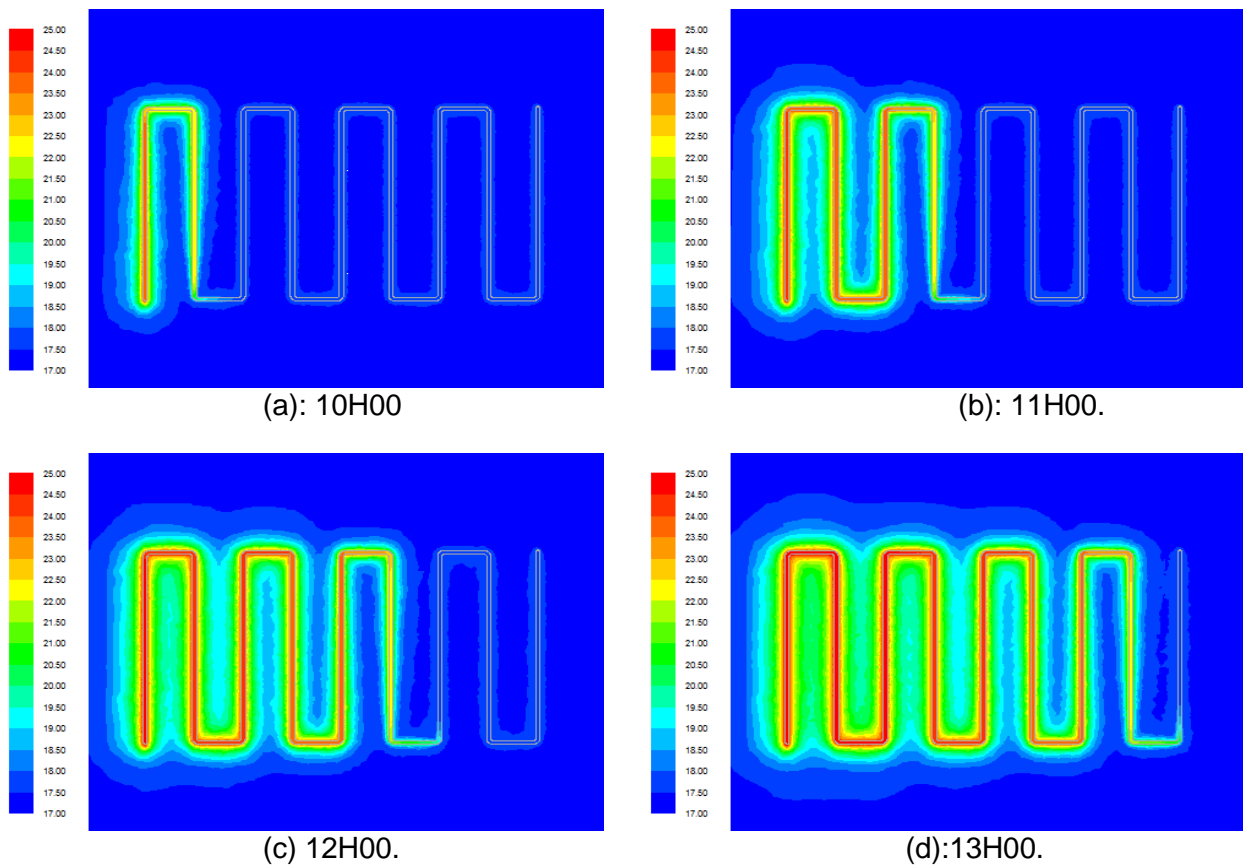


Figure 9: Refroidissement de l'eau ($m_e=0.35 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$) à travers l'échangeur n°1 de 9H00 à 13H00.

Après une durée de quatre heures, on arrête la pompe (P1) et on actionne les pompes P2 et P3, l'échangeur n°2 prend alors le relais pour assurer le refroidissement de l'eau selon le long circuit (K-L-M-D-E-H-I-J), tandis que l'échangeur n°1, en mode recirculation (court circuit A-B-F-G-A), dissipe la chaleur qu'il a accumulé précédemment. Les figures 10 et 11 montrent ces deux processus de refroidissement et de dissipation de la chaleur dans le sol, entre 13H00 et 17H00.

Dès 17H00, on arrête les pompes à eau P2 et P3 et on active la pompe P1 pour permettre à l'échangeur n°1 d'assurer à nouveau le refroidissement de l'eau (Figure 12) issue de l'échangeur air/eau.

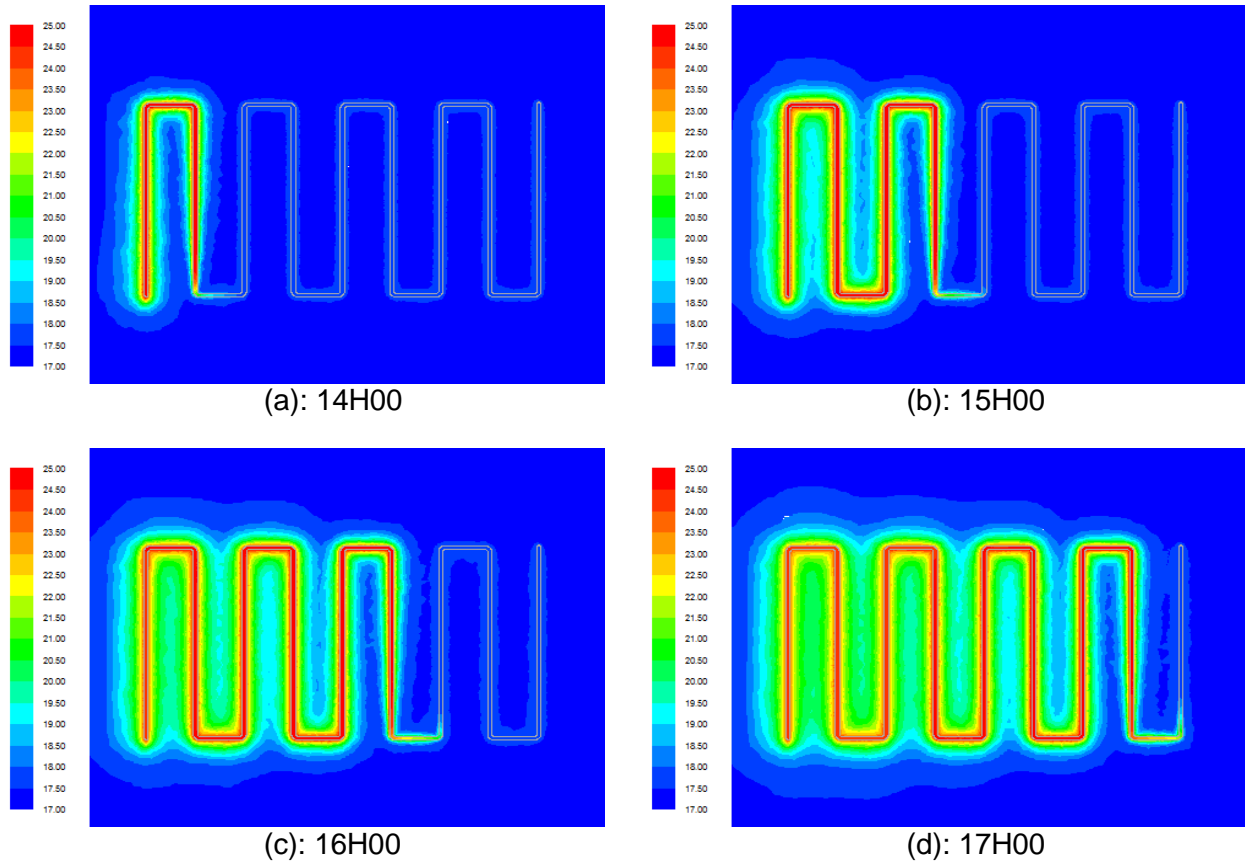


Figure 10: Refroidissement de l'eau ($m_e=0.35 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$) à travers l'échangeur n°2 de 13H00 à 17H00.

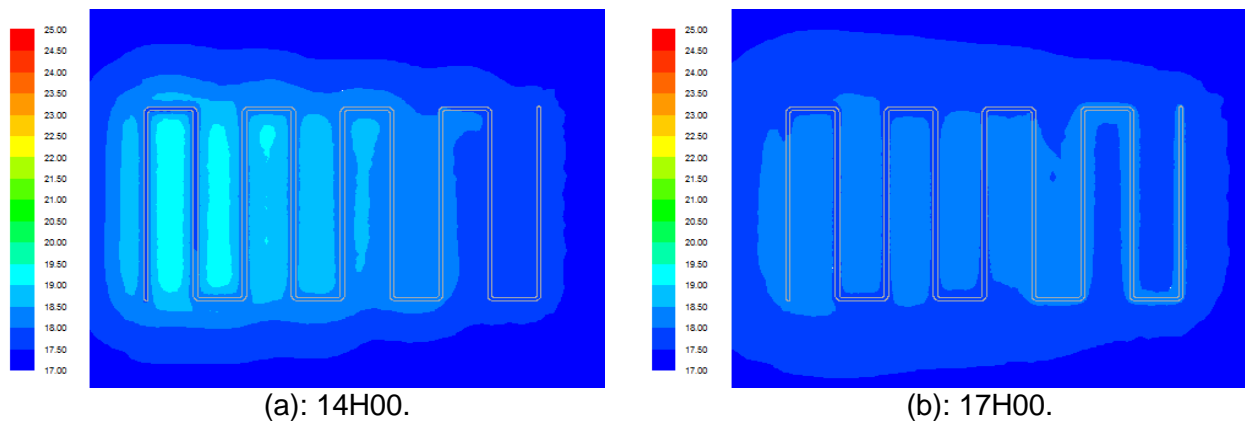


Figure 11: Recirculation de l'eau ($m_e=1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$) à travers l'échangeur n°1 de 13H00 à 17H00.

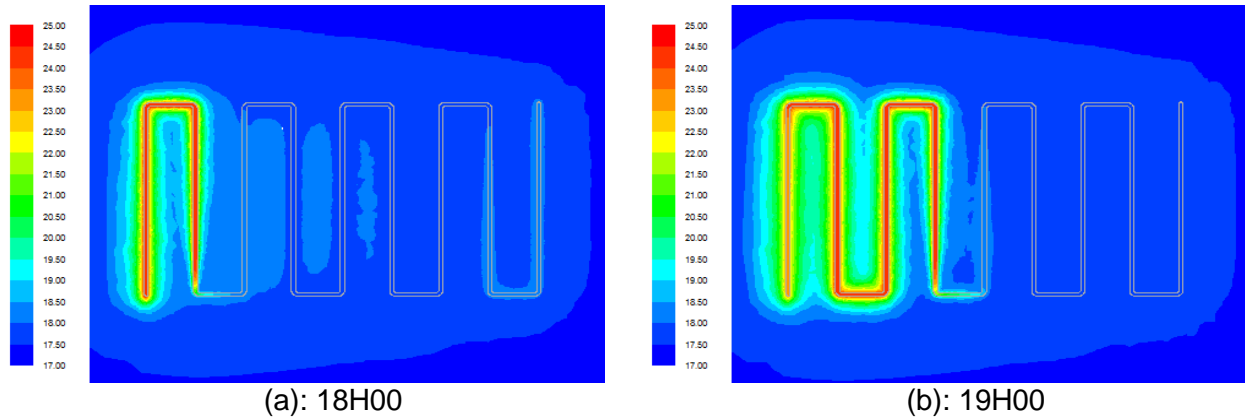


Figure 12: Refroidissement de l'eau ($m_e=0.35 \text{ kg.s}^{-1}$) à travers l'échangeur n°1 de 17H00 à 19H00.

On apprécie davantage cette installation proposée en observant les niveaux de températures de l'air refroidi, obtenus à la sortie de l'échangeur air/eau. La figure 13 traduit l'évolution de la température de l'air refroidi, insufflé dans la serre entre 9h00 et 19h00. Un taux de refroidissement de l'ordre de 7°C est obtenu. En effet, à l'heure de 14H00, on arrive à abaisser la température de l'air de 32°C jusqu'à 25°C .

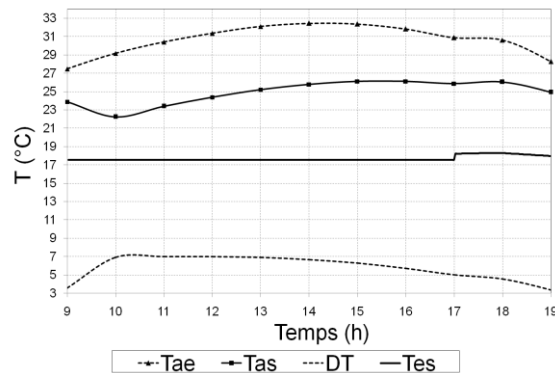


Figure 13: Evolution, au cours de la journée, des températures de sortie de l'eau de l'échangeur eau/sol (T_{es}), de l'air chaud (T_{ae}) et de l'air refroidi (T_{as}), ainsi que du taux de refroidissement de l'air ($DT=T_{ae}-T_{as}$), pour des débits d'eau $m_e=0.35 \text{ kg.s}^{-1}$ et d'air $m_a=2 \text{ kg.s}^{-1}$.

7. Conclusion

Dans ce présent travail, il s'agit de mettre en exergue la capacité de l'échangeur eau/sol à assurer le refroidissement de l'air ambiant, chaud, avant de l'insuffler dans un local à refroidir. On a alors considéré un débit d'air de 2 kg.s^{-1} et un débit d'eau de 0.35 kg.s^{-1} . Pour le cas d'une serre de type tunnel de 426 m^3 ($8\text{m}\times 22\text{m}\times 3.1\text{m}$), ce débit d'air correspond à un taux conséquent de renouvellement d'air de 20h^{-1} .

Les simulations numériques ont concerné la journée la plus chaude de l'année prévalant à Avignon (sud de la France). La complexité des équations mises en jeu et leur couplage entre les milieux fluide (eau) et solide (sol) rend le problème davantage complexe. Sa résolution a fait appel au code de calcul CFD Fluent.

Parmi les résultats obtenus :

- Afin d'assurer un fonctionnement continu de l'installation, Il faut utiliser deux échangeurs eau/sol placé à la même profondeur.

- Le refroidissement de l'eau à travers ces deux échangeurs se fait en intermittence. Durant la première phase, qui s'étale entre 9H00 et 13H00, l'échangeur n°1 refroidit l'eau chaude, à raison de 0.35 kg.s^{-1} , jusqu'à la température du sol à la profondeur de 2m, soit 17.56°C . En seconde phase, l'échangeur n°2 prend le relais et fournit lui aussi une eau refroidie à 17.56°C , avec le même débit de 0.35 kg.s^{-1} , pendant que, l'échangeur n°1 dissipe la chaleur qu'il a accumulé, lors de son précédent cycle de refroidissement, par simple recirculation de l'eau en court circuit avec un débit de 1 kg.s^{-1} . Dès 17H00, ce dernier refroidit à nouveau l'eau chaude en provenance de l'échangeur air/eau.

- L'air chaud de température variant de 27 à 33°C , durant la journée, quitte l'échangeur air/eau avec des niveaux de températures, appréciables pour le refroidissement des serres, variant entre 22 et 26°C .

Cette installation proposée, assez simple à réaliser, permet d'extraire à l'air chaud une puissance importante, de l'ordre de 14 kW , moyennant une faible consommation énergétique nécessaire au fonctionnement des pompes à eau et au soufflage de l'air.

En perspective, il serait intéressant de valider ces résultats sur une serre de culture refroidie avec ce dispositif judicieux des échangeurs air/eau et eau/sol.

8. Références

- [1] Boulard T., Razafinjohany, Baille A., " Thermal performance and model of two type of greenhouses with solat energy storage". Acta Hort, Vol. 263, 1990, pp.121-130.
- [2] Boulard T., Baille A., Le Gall F., "Etude de différentes méthodes de refroidissement sur le climat et la transpiration de tomates de serres", Bioclimatologie, Agronomie ELSEVIER/INRA, vol. 11, 1991, pp.543-553.
- [3] Norton T., Sun D.W., Grant J., Fallon R., Dodd V., "Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: A review", Bioresource Technology, Vol.98, 2007, pp.2386-2414.
- [4] Boulard T., Wang S., Haxaire R., "Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in an empty greenhouse tunnel", Agricultural and Forest Meteorology, Vol. 100, 1999, pp.169-181.
- [5] Mistriotis A., Bot G.P.A., Picuno P., Scarascia-Mugnozza G., "Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics", Agricultural and Forest Meteorology. Vol.85, 1997, pp.217-228
- [6] Boulard T., Meneses J. F., Mermier M., Papadakis G., "The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses", Agricultural and Forest Meteorology, Vol. 88, 1996, pp.111-119.
- [7] Lee I.B, Short T.H., "Two-dimensional numerical simulation of natural ventilation in a multi-span greenhouse", Transactions of the ASAE, Vol. 43(3), 2000, pp.745-753.

EIC Climate Change Technology Conference – CCTC 2013

- [8] Campen, J. B., Bot G. P. A., "Determination of Greenhouse-specific Aspects of ventilation using Three-dimensional Computational Fluid Dynamics", *Biosystems Engineering*, Vol. 84(1), 2003, pp.69-77.
- [9] Boulard T., Wang S., "Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel", *Computers and Electronics in Agriculture*, Vol. 34, 2002, pp.173-190.
- [10] Fatnassi H., Boulard T., Bouriden L., "Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens", *Agricultural and Forest Meteorology*, Vol. 118, 2003, pp.97–111.
- [11] Bartzanas T., Boulard T., Kittas C., "Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse", *Biosystems Engineering*, Vol. 88, 2004, pp.479-490.
- [12] Kittas C., Bartzanas T., "Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations", *Building and Environment*, Vol. 42, 2007, pp.3774-3784.
- [13] Fatnassi H., Boulard T., Poncet C., Chave M., "Optimisation of greenhouse insect screening with computational fluid dynamics", *Biosystems Engineering*, Vol.93, 2006, pp.301-312.
- [14] Nebbali R., Roy J.C., Boulard T., "Dynamic simulation of the distributed radiative and convective climate within a cropped greenhouse", *Renewable Energy*; Vol. 43, 2012, pp.111-129.
- [15] Nebbali R., "Modelling of the dynamics of the distributed internal climate in a greenhouse", PhD thesis, Université de Franche-Comté, France, 2008.
- [16] Opdam, J.J.G., Schoonderbeek, G.G., Heller, E.M.B. and de Gelder, A., "Closed greenhouse: A starting point for sustainable entrepreneurship in horticulture", *Acta Hort (ISHS)*, Vol. 691, 2005, pp.517-524.
- [17] Bakker J.C., de Zwart H.F., Campen J.B., "Greenhouse cooling and heat recovery using fine wire heat exchangers in a closed plot plant greenhouse: Design of an energy producing greenhouse", *Acta Hort. (ISHS)*, Vol. 719, 2006, pp.263-270.
- [18] de Zwart, H.F., "Overall energy analysis of (SEMI) closed greenhouses", *Acta Hort (ISHS)*, Vol. 801, 2008, pp.811-818.
- [19] Guyot G., Devillard R., "Le climat d'Avignon [Avignon's climate]", France: INRA Avignon; Editions S.E.I.- C.N.R.A. Route de Saint Cyr, F-78000 Versailles, 1979.
- [20] Nebbali R., Makhlouf S., Boulard T., Roy J.C., "A dynamic model for the determination of thermal boundary conditions in the ground of a greenhouse", *Acta Hort*, Vol. 719, 2006, pp.295-302.
- [21] Wang, S., Boulard T., "Predicting the microclimate in a naturally ventilated plastic house in a Mediterranean climate", *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol. 75, 2000, pp.27-38.