

U型埋管换热器三维数值模拟和供热实验研究*

任晓红, 孙纯武, 胡彦辉

(重庆大学 城市建设与环境工程学院, 重庆 400045)

摘要:系统地介绍了以有限控制容积的瞬态热平衡原理为基础,采用有限差分法建立的单根垂直U型埋管换热器三维瞬态传热模型,并且与整个冬季供热实验测试结果进行了对比。此外,根据原始地温的测试数据,结合相关文献,总结出重庆地区湿重型土壤的原始地温计算式,为求解传热模型,提供了必要的定解条件。

关键词:垂直U型埋管换热器;地源热泵;供热测试;传热模型

中图分类号:TU111.1 **文献标识码:**A **文章编号:**1006-7329(2004)05-0090-06

A Three - Dimensional Numerical Model and Experimental Research for U - Tube Ground Heat Exchanger in Heating Operation

REN Xiao - hong, SUN Chun - wu, HU Yan - hui

(College of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, P.R. China)

Abstract: In terms of the theory of a transient energy balance on the finite controlled volume, in this paper, a transient three - dimensional heat transfer model for the simulation of a single vertical U - tube ground heat exchanger based on finite - difference methods is systematically proposed. The model is also compared with experimental results during the heating operation in winter. What's more, based on test data and domestic and foreign literature, the equations to determine the undisturbed ground temperature for wet and heavy soil in Chongqing are presented. These formulae are essential conditions to calculate the heat transfer model.

Keywords: vertical U - tube ground heat exchanger; GSHP; heating test; heat transfer model

以利用土壤热能作为热泵系统的低位热源的土壤耦合热泵系统,被称为是21世纪的一项以节能和环保为特征的最具有发展前途的空调技术,是国际空调和制冷行业的前沿课题之一^[1]。地源热泵在欧美已广泛的应用于居住和商业建筑,而在我国研究和起步都比较晚,应用还处于尝试阶段,主要原因是埋管换热器的初投资较高。因此推广和应用地源热泵的关键技术之一是完善埋管换热器的传热模型,提出准确可靠的设计计算方法。

本文是在 Rottmayer 等(1997)^[2]提出的单根垂直U型埋管换热器的二维瞬态传热模型基础上进行了拓展。原模型忽略了土壤沿深度方向的传热及地表面温度波动对地下换热的影响,采用显式差分格式进行数值计算;而本文考虑了土壤沿深度方向的传热和地表面温度的影响,采用全隐差分格式进行数值计算,并且与整个冬季供热实验测试结果进行了对比。

1 实验简介

实验台于2002年10月在重庆大学建筑环境与设备实验中心建成。该实验台共钻井5口,其中一口井测试地温,其余4口井内设单U型管。钻井深50m,钻孔直径110mm;岩土类型为砂岩,密度2400

* 收稿日期:2004-01-10

作者简介:任晓红(1975-),女,山东人,硕士生,主要从事地源热泵理论及应用的研究。

kg/m³,比热 921.1 J/kg·℃,导热系数 2.035 W/m·℃,导温系数 9.2 × 10⁻⁷ m²/s;本次实验的钻井内采用河砂回灌;U型管管材为铝塑复合管,外径 25 mm,内径 20 mm,密度 1 019.1 kg/m³,导热系数 0.45 W/m·℃;管内流体介质为水(14.5℃),密度 999 kg/m³,比热 4 187 J/kg·℃,导热系数 0.585 W/m·℃,导温系数 1.39 × 10⁻⁷ m²/s,运动粘度 1.17 × 10⁻⁶ m²/s,普朗特数 8.395。在该年冬季进行了近 3 个月的单井供热测试。整个测试过程分为原始地温测试和供热运行测试。原始地温测试日期为 2002.11.01 ~ 11.30。供热测试分四个阶段进行,第一至第三阶段对地下埋管换热器分别在 700 L/h、750 L/h、600 L/h 三种流量下,昼停夜开间歇运行工况(启停比 5:7)进行测试,然后根据各流量下系统的制热性能好坏,选择一种较优的情况,进行第四阶段的全天间歇运行工况(启停比 5:7)测试。各测试阶段的具体情况见表 1。

表 1 单井冬季供热实验测试情况表

阶段号	测试日期	流量/L·h ⁻¹	进水平均温度/℃	出水平均温度/℃	单位井深换热量/W·m ⁻¹	COP/W·W ⁻¹
一	02.12.01 ~ 03.01.07	700	12.52	15.66	51.71	3.78
二	03.01.08 ~ 01.17	750	11.67	14.94	57.64	4.1
三	03.01.18 ~ 01.27	600	11.23	14.99	52.91	3.85
四	03.02.01 ~ 02.28	750	11.86	14.38	46.23	3.49

2 原始地温分布

根据原始地温测试数据并参考文献[3]的地温研究成果,针对重庆地区湿重型的土壤类型,仅考虑年周期温度波作用的各层地温计算式为:

$$\text{表面区与浅层区: } t(z, \tau) = t_0 + A_w e^{-\sqrt{\frac{\pi}{a_s T_y}} z} \cos \frac{2\pi}{T_y} (\tau - z \sqrt{\frac{T_y}{4a_s \pi}}) \quad (0 \leq z \leq 15) \quad (1)$$

$$\text{中层区: } t(z, \tau) = 19.65 \quad (15 < z < 35) \quad (2)$$

$$\text{深层区: } t(z, \tau) = 19.65 + \frac{z - 35}{30} \quad (z \geq 35) \quad (3)$$

式中, $t(z, \tau)$ 表示在 τ 时刻,深度 z 处的原始地温,℃; z 表示从地表面算起的地层深度, m; τ 表示从地表面年周期温度波幅出现的时刻(7月15日)算起的时间, s; a_s 表示土壤导温系数, m²/s; T_y 表示年周期, s, $T_y = 31\,536\,000$ s; A_w 表示地表面年周期温度波幅,℃; t_0 表示地表面年周期平均温度,℃。

3 传热模型

U型埋管换热器和土壤的换热过程是由管内流体的对流换热过程、管壁的导热过程、回填材料的导热过程和周围土壤的导热过程组成。为了便于模拟,把受U型埋管影响的周围土壤看作储热体,以U型埋管为中心轴,远边界半径^[4]为半径的储热体看作一圆柱体。将该圆柱体划分成很多部分,本文的模型考虑传热过程是沿径向、方位角方向、竖向变化。此外,整个传热过程沿U型管两管中心线所在的垂直面对称分布,因此本文仅取半圆柱体进行模拟。水平截面网格的划分和竖向网格的划分,分别见图1和图2;径向步长和方位角方向步长取决于该储热体的几何尺寸,竖向步长根据精度要求确定,本文取为2 m。埋管本身以及靠近埋管附近的节点的径向步长取决于埋管的内径,由于靠近埋管温度梯度大,径向步长取的较小;而远离埋管的节点温度梯度小,径向步长取大不影响计算的精度,本文参考文献[5]选取合适的增长比例因子为1.2。处理圆管的方法是圆管内周长和网格单元所划分的非圆管(图1粗实线所示)内周长相等。

3.1 模型假设

- 1) 地下岩土热物性均匀一致,且保持不变;
- 2) 忽略接触热阻;
- 3) 忽略土壤湿迁移;

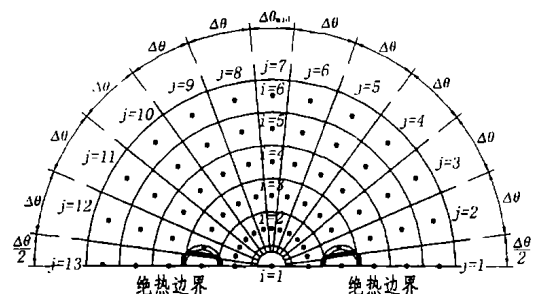


图 1 水平截面网格分布示意图

- 4) 地下埋管同一管截面的流体具有相同的温度与流速;
- 5) 无地下水流动换热;
- 6) 回填料与地下岩土热物性接近, 视为岩土处理;
- 7) 将埋管底端以下 2 m 处的平面视为绝热边界(如图 2 所示)。

3.2 数学描述

1) 土壤内节点(如图 3)的热阻计算与离散方程。

径向相邻节点间的热阻: $R_r(i, i+1)_{j,k} = \frac{\ln\left(\frac{r(i+1)}{r(i)}\right)}{K_s \cdot \Delta\theta \cdot \Delta Z(k)}$ (4)

θ 方向相邻节点间的热阻: $R_\theta(j, j+1)_{i,k} = \frac{\Delta\theta \cdot r(i)}{K_s \cdot \Delta Z(k) \cdot [r_m(i) - r_m(i-1)]}$ (5)

竖向相邻节点间的热阻: $R_Z(k, k+1)_{i,j} = \frac{[\Delta Z(k) + \Delta Z(k+1)]/2}{K_s \cdot \frac{\Delta\theta}{2} [r_m^2(i) - r_m^2(i-1)]}$ (6)

内节点控制容积的热平衡可用下列的全隐格式差分方程来描述:

$$\begin{aligned} \rho_s C_s V(i) \frac{T(i, j, k, s+1) - T(i, j, k, s)}{\Delta\tau} = & \\ \frac{T(i-1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i-1, i)_{j,k}} + \frac{T(i+1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i, i+1)_{j,k}} + & \\ \frac{T(i, j-1, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_\theta(j-1, j)_{i,k}} + \frac{T(i, j+1, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_\theta(j, j+1)_{i,k}} + & \\ \frac{T(i, j, k-1, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_Z(k-1, k)_{i,j}} + \frac{T(i, j, k+1, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_Z(k, k+1)_{i,j}} & \end{aligned} \quad (7)$$

$\theta = \frac{\pi}{2}$ 方向上的节点(即图 1 中 $j=7$ 的节点), 单元控制体的方位角增量为 $\Delta\theta_{mid}$ 。计算热阻时, 将式(4)、(6)中的 $\Delta\theta$ 用 $\Delta\theta_{mid}$ 代替, 将式(5)中的 $\Delta\theta$ 用 $\frac{\Delta\theta + \Delta\theta_{mid}}{2}$ 代替, 将式(7)中的 $V(i)$ 用 $\Delta\theta_{mid}$ 计算, 而不是 $\Delta\theta$; 绝热面处的节点(即图 1 中 $j=1$ 和 13 的节点), 式(4)、(5)、(6)均使用 $\Delta\theta$, 但节点所在的控制体体积是其它节点的一半, 即 $V(i)$ 使用 $\frac{\Delta\theta}{2}$ 计算。

对于中心节点(即图 1 中 $i=1$)处, 参照文献[2]中的处理方法来确定其与相邻节点间的热阻。首先由下面的关系式来确定中心节点所在的控制容积的径向尺寸 $r(1)$ 的值。

$$\pi r^2(1) = \pi [r_m^2(1) - r^2(1)] \Rightarrow r(1) = \frac{\sqrt{2}}{2} r_m(1) \quad (8)$$

中心节点与径向相邻节点间的热阻:

(1) 相邻节点处于 $\theta = \frac{\pi}{2}$ 的垂直面时, $R_r(1, 2)_{j,k} = \frac{\ln\left(\frac{r(2)}{r(1)}\right)}{K_s \cdot \Delta\theta_{mid} \cdot \Delta Z(k)} \quad (j=7)$ (9)

(2) 相邻节点处于其它位置时, $R_r(1, 2)_{j,k} = \frac{\ln\left(\frac{r(2)}{r(1)}\right)}{K_s \cdot \Delta\theta \cdot \Delta Z(k)} \quad (1 \leq j < 7, 7 < j \leq 13)$ (10)

中心节点与竖向相邻节点间的热阻: $R_Z(k, k+1)_{center} = \frac{[\Delta Z(k) + \Delta Z(k+1)]/2}{K_s \pi r^2(1)}$ (11)

中心节点控制容积的热平衡离散方程为:

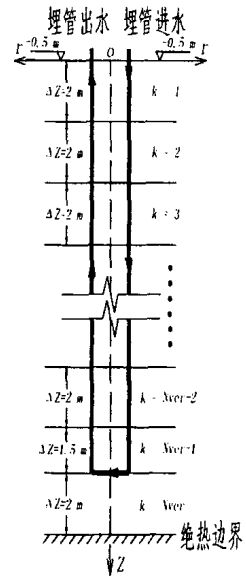


图 2 竖向网格划分示意图

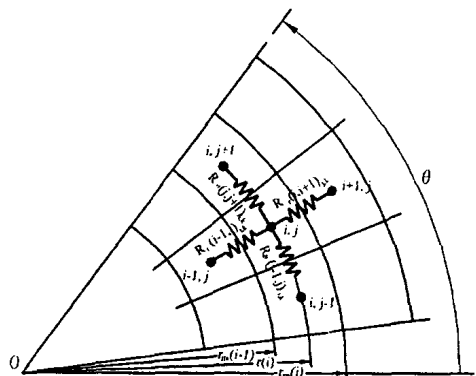


图 3 内节点热阻网络图

$$\rho_s C_s V(1) \frac{T(1, j, k, s+1) - T(1, j, k, s)}{\Delta \tau} = \sum_{j=1}^{13} \frac{T(2, j, k, s+1) - T(1, j, k, s+1)}{R_r(1, 2)_{j, k}} + \frac{T(1, j, k-1, s+1) - T(1, j, k, s+1)}{R_z(k-1, k)_{\text{center}}} + \frac{T(1, j, k+1, s+1) - T(1, j, k, s+1)}{R_z(k, k+1)_{\text{center}}} \quad (12)$$

2) 系统开机运行时, 流体节点的离散方程。

在开机运行时, 流体到土壤的热阻沿径向和 θ 方向均包括对流换热热阻、管壁热阻、土壤热阻三部分。

(1) 进水管(图4)流体节点($i=3, j=1$)与相邻节点间的热阻计算。与径向相邻节点间的热阻:

$$R_r(i, i+1)_{j, k} = R_f(i, i+1)_{j, k} + R_t(i, i+1)_{j, k} + R_s(i, i+1)_{j, k} \quad (13)$$

$$R_f(i, i+1)_{j, k} = \frac{1}{h_f \Delta Z(k) \frac{\Delta \theta}{2} r_m(i)}$$

$$R_t(i, i+1)_{j, k} = \frac{\ln\left[\frac{r_m(i) + \delta_t}{r_m(i)}\right]}{K_t \frac{\Delta \theta}{2} \Delta Z(k)}$$

$$R_s(i, i+1)_{j, k} = \frac{\ln\left[\frac{r(i+1)}{r_m(i) + \delta_t}\right]}{K_s \frac{\Delta \theta}{2} \Delta Z(k)}$$

$$R_r(i-1, i)_{j, k} = R_f(i-1, i)_{j, k} + R_t(i-1, i)_{j, k} + R_s(i-1, i)_{j, k} \quad (14)$$

$$R_f(i-1, i)_{j, k} = \frac{1}{h_f \Delta Z(k) \frac{\Delta \theta}{2} r_m(i-1)}$$

$$R_t(i-1, i)_{j, k} = \frac{\ln\left[\frac{r_m(i-1)}{r_m(i-1) - \delta_t}\right]}{K_t \frac{\Delta \theta}{2} \Delta Z(k)}$$

$$R_s(i-1, i)_{j, k} = \frac{\ln\left[\frac{r_m(i-1) - \delta_t}{r(i-1)}\right]}{K_s \frac{\Delta \theta}{2} \Delta Z(k)}$$

与 θ 方向相邻节点间的热阻:

$$R_\theta(j, j+1)_{i, k} = R_f(j, j+1)_{i, k} + R_t(j, j+1)_{i, k} + R_s(j, j+1)_{i, k} \quad (15)$$

$$R_f(j, j+1)_{i, k} = \frac{1}{h_f \Delta Z(k) [r_m(i) - r_m(i-1)]}$$

$$R_t(j, j+1)_{i, k} = \frac{\delta_t}{K_t \Delta Z(k) [r_m(i) - r_m(i-1)]}$$

$$R_s(j, j+1)_{i, k} = \frac{\frac{\Delta \theta}{2} r(i) - \delta_t}{K_s \Delta Z(k) [r_m(i) - r_m(i-1)]}$$

进水管流体节点($i=3, j=1$)热平衡离散方程:

$$\rho_f C_f V_f \frac{T(i, j, k, s+1) - T(i, j, k, s)}{\Delta \tau} = m C_f [T(i, j, k-1, s+1) - T(i, j, k, s+1)] + \frac{T(i-1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i-1, i)_{j, k}} + \frac{T(i+1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i, i+1)_{j, k}} +$$

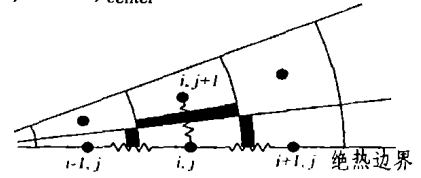


图4 进水管截面流体节点热阻网络图

$$\frac{T(i, j+1, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_{\theta}(j, j+1)_{i, k}} \quad (16)$$

同理可以得到出水管流体节点 ($i=3, j=13$) 的热平衡离散方程。

(2) 埋管底端 (图 5) 流体节点的热平衡离散方程的建立。

埋管底端的流体节点 ($i, j, N_{ver}-1$) 与其竖向相邻土壤节点 (i, j, N_{ver}) 之间的热阻采用式 (17) 计算, θ 方向与径向热阻的计算仍采用式 (13)、(14)、(15) 计算。

$$R_Z(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} = R_f(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} + R_t(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} + R_s(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} \quad (17)$$

$$R_f(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} = \frac{1}{h_f \frac{\Delta\theta}{2} [r_m^2(i) - r_m^2(i-1)]}$$

$$R_t(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} = \frac{\delta_t}{K_t \frac{\Delta\theta}{2} [r_m^2(i) - r_m^2(i-1)]}$$

$$R_s(N_{ver}-1, N_{ver})_{i, j} = \frac{\Delta Z(N_{ver})/2}{K_s \frac{\Delta\theta}{2} [r_m^2(i) - r_m^2(i-1)]}$$

进水管底端节点 ($i=3, j=1, K=N_{ver}-1$) 热平衡离散方程:

$$\begin{aligned} \rho_f C_f V_f \frac{T(i, j, k, s+1) - T(i, j, k, s)}{\Delta\tau} = m C_f [T(i, j, k-1, s+1) - T(i, j, k, s+1)] + \\ \frac{T(i-1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i-1, i)_{j, k}} + \frac{T(i+1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i, i+1)_{j, k}} + \\ \frac{T(i, j+1, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_{\theta}(j, j+1)_{i, k}} + \frac{T(i, j, k+1, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_Z(k, k+1)_{i, j}} \end{aligned} \quad (18)$$

同理可以得到出水管底端节点 ($i=3, j=13, K=N_{ver}-1$) 的热平衡离散方程。

3) 系统停止运行时, 流体到土壤的热阻沿径向和 θ 方向只包括管壁热阻和土壤热阻两部分。即式 (16)、(18) 中的节点热阻均不包括对流换热热阻, 且没有 $m C_f [T(i, j, k-1, s+1) - T(i, j, k, s+1)]$ 。

式中, i 表示径向节点, j 表示方位角方向 (即 θ 方向) 节点, k 表示竖向节点, s 表示时间; T 表示温度, $^{\circ}\text{C}$; R_r 、 R_{θ} 、 R_z 分别表示径向热阻、 θ 方向热阻、竖向热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$; R_f 、 R_t 、 R_s 分别表示流体对流换热热阻、管壁热阻、土壤热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$; r 、 r_m 分别表示节点半径、两节点之间中点半径, m ; $\Delta\theta$ 表示节点控制容积的方位角增量, 弧度 rad ; $\Delta Z(k)$ 表示节点控制容积的竖向增量, m ; $\Delta\tau$ 表示时间步长, s ; $V(i)$ 、 V_f 分别表示土壤和流体节点所在控制容积的体积, m^3 ; ρ_s 、 ρ_f 分别表示土壤密度、流体密度, kg/m^3 ; C_s 、 C_f 分别表示土壤比热、流体比热, $\text{J}/\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}$; K_s 、 K_t 分别表示土壤导热系数、管壁导热系数, $\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$; h_f 表示流体对流换热系数, $\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$; δ_t 表示管壁厚度, m ; m 表示管内流体的质量流量, kg/s 。

3.3 定解条件

1) 边界条件: 对称面上: $\theta=0, q_{\theta}|_{\theta=0}=0$; $\theta=\pi, q_{\theta}|_{\theta=\pi}=0$; 径向远边界处: $r=r_{\infty}, T(r_{\infty}, \theta, z, \tau) = t(z+0.5, \tau)$; 径向中心边界处: $r=0, q_r|_{r=0}=0$; 竖埋管顶部边界: $Z=0 \text{ m}, T(r, \theta, 0, \tau) = t(0.5, \tau)$; 竖向底面边界: $Z=51.5 \text{ m}, q_z|_{z=51.5}=0$ 。

2) 初始条件 $\tau=0, T(r, \theta, z, \tau) = t(z+0.5, \tau)$ 。

上述公式 (1) ~ (18) 及边界条件和初始条件构成了整个模型的完整数学描述。本文采用交替方向隐式迭代法简称 ADI 法, 通过在不同方向交替使用 TDMA 法求解。

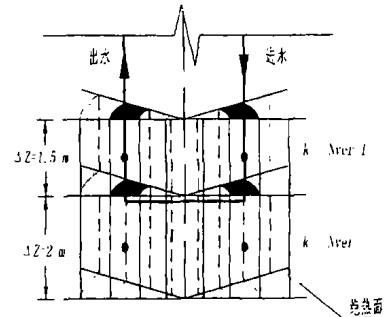


图 5 埋管底端节点的控制容积大样图

4 与实验测试结果对比

模型要求输入的钻井深度,埋管规格,土壤、管材、管内流体物性参数等,以上已叙述不再重复。埋管的进水温度采用实验测试结果拟合的计算式:

- 第 1 阶段: $T = -0.0824x + 14.125 (1 \leq x \leq 38)$;
- 第 2 阶段: $T = 0.0168(x - 38) + 11.575 (39 \leq x \leq 48)$;
- 第 3 阶段: $T = 0.0259(x - 48) + 11.09 (49 \leq x \leq 58)$;
- 第 4 阶段: $T = 0.0487(x - 61) + 11.055 (59 \leq x \leq 86)$ 。

上式中 T 为埋管进水温度值, x 为运行天数。实验结果和模拟结果见图 6 所示。

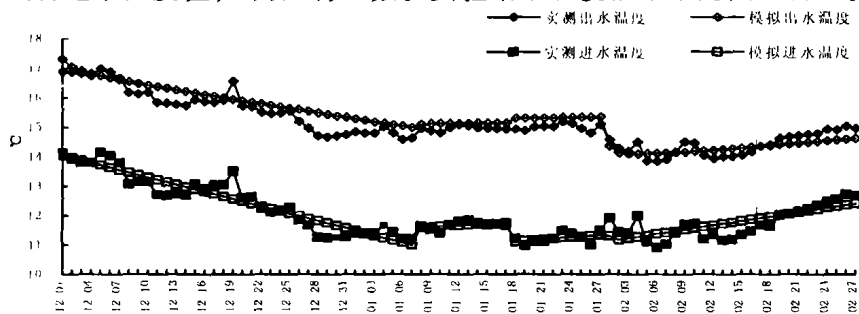


图 6 埋管进出水温度实测值与模拟值的对比

从数值模拟的总体效果来看,与实验测试结果所反映的规律是一致的,温度偏差很小。表 2 给出了实测值与模拟值的对比,相对误差在 4.1% - 9.1% 之间。在各阶段中所表现的模拟值与实测值有偏差的情况,主要原因有实验装置本身的测试误差,以及地面以下 0.7 m 处的水平埋管受地表面温度日周期和年周期波动的影响较大,导致模型本身与实际情况存在一定差别;此外还与输入的定解条件并非与实际条件完全吻合等因素有关。

表 2 实测值与模拟值的对比

阶段号	流量/ L·h ⁻¹	平均出水温度/°C		平均进出水温差/°C		单位井深换热量/W·m ⁻¹			相对误差/%
		实测	模拟	实测	模拟	实测	模拟	偏差	
1	700	15.66	15.94	3.14	3.42	51.71	56.44	4.73	9.1
2	750	14.94	15.1	3.27	3.44	57.64	60.7	3.06	5.3
3	600	14.99	15.3	3.76	4.07	52.91	57.44	4.53	8.6
4	750	14.38	14.28	2.62	2.52	46.23	44.35	1.88	4.1

5 结论

1) 以有限控制容积的瞬态热平衡原理为基础,采用有限差分法建立的单根垂直 U 型埋管换热器的三维瞬态传热模型是可行的,其计算结果与实验结果能较好的吻合;有关管群间的干扰我们会做进一步的研究。

2) 根据原始地温的测试数据,结合相关文献,总结出重庆地区湿重型土壤的原始地温计算式。

3) 采用变流量间歇工况对系统进行供热测试,结果表明埋管换热器存在最佳水流量,本实验台最佳水流量为 750 L/h,平均单位井深的换热量为 57.64 W/m,系统供热性能系数为 4.10 W/w。

参考文献:

[1] 殷平. 地源热泵在中国[J]. 现代空调 - 空调热泵设计方法专辑, 2001, (3): 1 - 10.
 [2] Rottmayer, S. P. et al. Simulation of A Single Vertical U - Tube Ground Heat Exchanger in An Infinite Medium[J]. ASHRAE Trans, 1997, 103(2): 651 - 659.
 [3] 刘宪英. 地源热泵地下垂直埋管换热器的试验研究[J]. 重庆建筑大学学报, 1999, 21(5): 21 - 26.
 [4] Cane, R. L. D. et al. Modeling of Ground - Source Heat Pump Performance[J]. ASHRAE Trans, 1991, 97(1): 909 - 925.
 [5] 郭宽良. 计算传热学[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1988.