

文章编号:1006-7329(2001)06-0049-07

# 水平埋管换热器地热源 热泵实验研究及传热模型

孙纯武, 张素云, 刘宪英

(重庆大学 城市建设与环境工程学院, 重庆 400045)

**摘要:**介绍了于1998年所建成的埋深分别为0.9 m和1.8 m的双层水平埋管地热源热泵系统,内容包括实验装置、换热器几何尺寸、测试仪表及测试数据的处理方法等,并用典型日分析了该系统的制冷和制热性能。同时,又对影响地热源热泵系统性能的诸多因素中的埋管尺寸及热泵运行方案等因素作了分析。另外,本文参考VC、Mei传热模型并根据热传导方程建立了水平埋管换热器传热模型。

**关键词:**水平埋管;地热源热泵;冷热联供测试;参数分析;传热模型

**中图分类号:**TU111.2

**文献标识码:**A

目前,地热源热泵系统(GSHP)因其存在的诸多优点,正在受到世界各国暖通空调界的广泛关注。地热源热泵是以大地为热源的热泵,即把室外侧盘管直接埋入地下与大地进行换热(直接蒸发式系统)或通过二次流体与大地进行换热的热泵系统(大地耦合热泵系统)。该系统冬季通过热泵将大地中的低位热能提高对建筑供暖,同时蓄存冷量以备夏用;夏季通过热泵将建筑内的热量转移到地下对建筑降温,同时蓄存热量以备冬用。地热源热泵系统按地下埋管换热器的结构形式来分,有水平埋管、垂直埋管及螺旋形埋管等几种形式。关于垂直埋管换热器的实验研究,国内已较多,本实验所研究的是水平埋管换热器的地热源热泵系统。这在国外已有几十年的历史了,特别是北美和欧洲,对水平埋管地热源热泵系统的研究最多。据统计,在瑞士大约有6000多个水平埋管地源热泵系统在运行,但它们大部分是单暖型的。国外在供热方面所积累的大量的设计、施工和运行方面的资料和数据不一定适合我国,本文重点介绍了于1998年所建成的水平埋管地热源热泵系统,并对近一年来的冬夏联供测试结果作了分析介绍,希望能在地热源热泵系统的设计和运行管理方面起到一定的参考作用。

## 1 实验装置及测试仪表

### 1.1 实验装置

为了研究水平埋管换热器的性能,本实验安装了双层埋深分别为0.9 m和1.8 m的水平埋管地热源热泵系统,所有埋管均采用规格为 $\varnothing 15$ 的普通PVC管,壁厚2 mm,采用塑料焊接和丝扣两种连接方法,埋管内二次流体为水。由于重庆地区结冰的机会很少,故没有加抗冻剂。本实验在地面安装了一台水-空气热泵空调器(型号为日立RAC-30BHE),水侧换热器为一台钎焊板式换热

· 收稿日期:2001-08-09

基金项目:国家自然科学基金资助项目(59778007)

作者简介:孙纯武(1946-),男,副教授,主要从事地热源热泵系统的研究。

器;水泵为 ISG15-80 型,流量 1.5 m<sup>3</sup>/h,扬程 8 m,电机功率 0.18 KW;膨胀水箱设置在屋顶,容积为 1 m<sup>3</sup>,带自动补水装置。该系统冬夏转换,采用四通换向阀,即空调器内制冷剂反向流动,而水流动的方向不变。该实验系统平面布置和系统原理如图 1、图 2 所示。本实验布置了 10 个铜-康铜热电偶,以便对水平埋管换热器的性能进行分析。测点位置见图 2。地面部分热泵空调器的进水管上也布置了两个热电偶,以便直接得到热泵空调器的制冷量或制热量,测点位置见图 1。

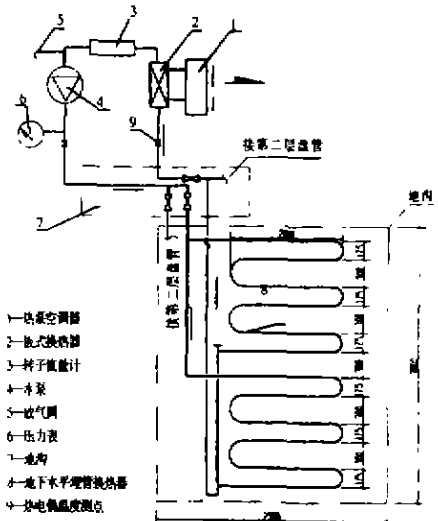


图1 水平埋管换热器平面布置图

1.2 测试仪表

系统流量测试采用经容积法严格标定的一级精度的转子流量计;空调器瞬时耗电量用 0.5 级精度的 D26-1 型功率表;累计耗电量用经电力局严格标定的精密电表;温度测试的二次仪表采用精度为 0.2% 的 WP-180 型带打印的多路巡回测量显示控制仪,在使用前用高精度的电位差计逐点进行了校验;测试空调器运行时间用与空调器连锁的同步电子钟计时;为了观察热泵空调器的运行情况,压缩机排气管上安装了压力真空表。

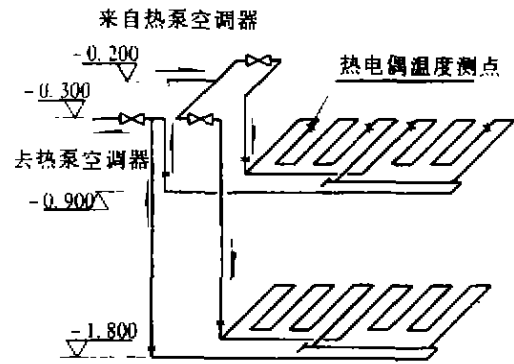


图2 水平埋管地下换热器系统原理图

2 测试数据处理方法

2.1 地下埋管换热器日平均换热量 Q (KW·h)

$$Q = W \cdot C_p \rho \cdot (t_m - t_{out})h \quad (1)$$

式中:W——系统内的水流量,m<sup>3</sup>/s;

C<sub>p</sub>——水的比热,KJ/Kg·°C,取为常数;

ρ——水的密度,Kg/m<sup>3</sup>;

t<sub>m</sub>——地下埋管换热器进水日平均温度,°C;

t<sub>out</sub>——地下埋管换热器出水日平均温度,°C;

h——热泵空调器日平均运行小时数,h。

根据上式计算结果,夏季放热 Q 为正,冬季吸热 Q 为负。

2.2 地下换热器日平均单位埋管长度换热量 q<sub>l</sub> (W/m)

$$q_l = \frac{Q \times 1000}{h \times l} \quad (2)$$

式中:l——水平埋管长度,m,本实验设计 l=60 m;

其它符号同前。

2.3 平均传热系数 K (W/m·°C)

按文献[1]平均传热系数的定义,其计算式为:

$$K = \frac{q_l}{(t_m - t_0)} \quad (3)$$

式中:t<sub>m</sub>——热泵运行中埋管进出水平均温度,°C;

t<sub>0</sub>——大地初始温度,按文献[1],重庆夏季 t<sub>0</sub>=26 °C,冬季 t<sub>0</sub>=15 °C,其它符号同前。

2.4 夏季制冷能效比和冬季供热性能系数

2.4.1 夏季制冷能效比 EER

$$EER = \frac{Q_0}{P_m} \quad (4)$$

式中:  $Q_0$ ——热泵空调器日平均制冷量,  $\text{KW} \cdot \text{h}$ , 根据热平衡, 忽略部分热损失, 近似按  $Q_0 = Q - P_{\text{空}}$ ,  $P_{\text{空}}$  为热泵空调器日平均输入功率,  $\text{KW} \cdot \text{h}$ ;

$P_m$ ——地热源热泵系统日平均输入功率,  $\text{KW} \cdot \text{h}$ ,  $P_m = P_{\text{空}} + P_{\text{泵}}$ ,  $P_{\text{泵}}$  是循环水泵日平均输入功率,  $\text{KW} \cdot \text{h}$ 。

由于实验系统小, 所配循环水泵与系统水量及扬程相差甚大, 采用实测值不尽合理, 本文采用文献[2]计算法确定。其计算式为:

$$P_{\text{泵}} = \frac{GH}{\eta_1 \eta_2} \quad (5)$$

式中:  $G$ ——系统水流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$H$ ——水泵扬程,  $\text{KPa}$ ;

$\eta_1$ ——水泵全效率, 由水泵样本, 其值取为 0.35;

$\eta_2$ ——电机效率, 由水泵样本, 其值取为 0.67。

#### 2.4.2 冬季供热系数 COP

$$\text{COP} = \frac{Q_h}{P_m} \quad (6)$$

式中:  $Q_h$ ——热泵空调器日平均供热量,  $\text{KW} \cdot \text{h}$ ; 根据热平衡, 近似按  $Q_h = Q + P_{\text{空}}$ , 其它符号同前。

### 3 系统测试数据处理及参数分析

#### 3.1 系统测试数据处理

本实验于 2000 年 7 月 7 日至 2000 年 9 月 10 日, 进行了为期两个月的夏季测试, 并于 2000 年 11 月 20 日至 2000 年 12 月 30 日进行了为期 40 天的冬季测试。测试数据相当多, 在此仅给出有代表性的 4 天的数据, 其中两天制冷工况, 两天供热工况, 分别为 2000 年 7 月 25 日、2000 年 8 月 15 日和 2000 年 12 月 1 日、2000 年 12 月 11 日。其制冷、供热测试结果整理如表 1。

表 1 地热源热泵冬夏季典型日运行性能参数表

日期	热泵空调器运行时间 (h)	热泵空调器耗电量 (kW·h)	系统内循环水量 (L/h)	热泵空调器平均进水温度 $t_m$ (°C)	热泵空调器平均出水温度 $t_{out}$ (°C)	热泵空调器输入功率 $P_{\text{空}}$ (W)	水泵输入功率 $P_{\text{泵}}$ (W)	地下换热器日平均换热量 $Q$ (W)	热泵空调器供冷量/热量 $Q_h/Q_0$ (W)	热泵性能系数 COP/EER (W/W)	埋管单位管长换热量 $q$ (W/m)	平均传热系数 $K$ (W/m·°C)
12.1	10.25	13.8	460	12.1	8.8	1144	44	1765	2909	2.45	29.4	4.47
12.11	10.18	12.2	460	11.1	8.0	1078	44	1658	2736	2.44	27.6	3.68
7.25	8.82	10.0	170	30.2	36.0	963	15	3328	2365	2.35	55.5	4.6
9.1	9.95	10.8	470	36.5	41.9	922	45	2952	2030	2.10	49.2	2.7

注: 表中各项输入功率及换热量  $Q$  均折算成热泵运行时单位小时的值。

从表 1 可见: (1) 冬季随着供热时间的增长, 热泵空调器进出水温度均有所降低, 夏季随着制冷时间的延长, 热泵空调器进出水温度均升高。但不论冬夏季, 随着运行时间的后移, 热泵空调器进出水温差均有所降低; 热泵空调器间隙运行, 运行时间短, 土壤温度恢复时间长, 其运行效率高、能耗少; (2) 土壤夏季吸热量比冬季放热量要多; (3) 水量影响大。

图 3 至图 6 分别为供暖、制冷运行中地下一、二层盘管的进出水温度变化曲线, 横坐标为日期, 纵坐标为温度。从图中可以看出, 地下一层盘管的换热性能远不如二层。分析其原因是一层盘管处地温受室外大气温度影响远比二层要大, 而且, 随着埋深的增加, 夏季土壤温度逐渐降低, 冬季土壤温度逐渐升高。文献[3]认为, 埋深大于 2.0 m, 过度季土壤温度恢复能力较差, 埋深小于 0.8 m 则受地表面温度波动的影响较大, 热泵性能不稳定。因此, 水平埋管式的地源热泵其埋管深度不应太浅, 建议埋管深度 1~2 m 较好。

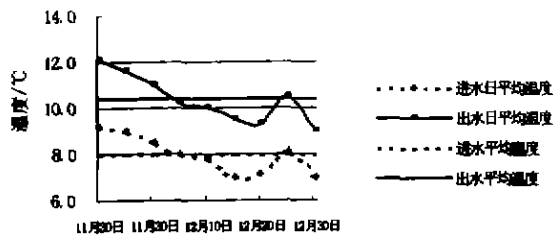


图3 地下一层盘管冬季换热性能曲线

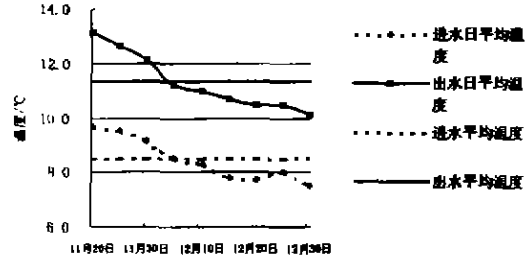


图4 地下二层盘管冬季换热性能曲线

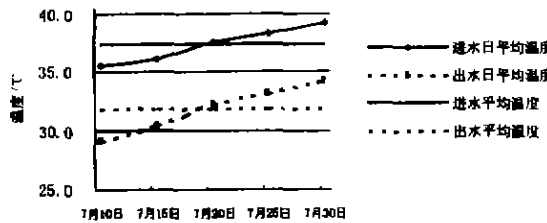


图5 地下一层盘管夏季换热性能曲线

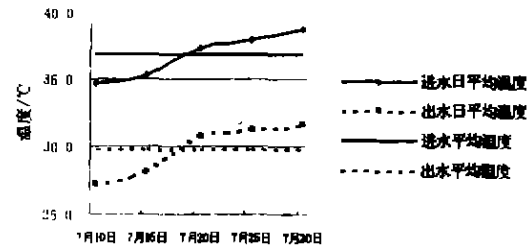


图6 地下二层盘管夏季换热性能曲线

另外,夏季测试还包括变流量测试。夏季变流量测试时间安排及典型日制冷参数见表2。

表2 地源热泵夏季变流量运行参数表

日期	流量(L/h)	典型日	EER(W/W)	埋管单位管长换热量(W/m)
7.7~8.2	470	7.25	2.35	55.5
8.3~8.21	415	8.15	1.93	53.1
8.22~8.30	375	8.25	1.91	52.3

从表2可见,系统内循环水流量对地源热泵的性能影响很大。从本实验范围内来看,470 L/h为最佳流量。

### 3.2 参数分析

地源热泵系统是一个影响因素非常多的系统。目前,关于地源热泵地下换热器的比较分析还比较少,这是因为我们面临着许多困难:

- (1)对土壤热传导性和热扩散性知之甚少,因为这些均与土壤含水量紧密相关;
- (2)一旦土壤中存在温度梯度就存在湿迁移;
- (3)冬季在较冷地区盘管周围会结冰,此时土壤就会有潜热放出;
- (4)季节温度变化会影响地下换热器性能;
- (5)热泵运行时间增长会出现接触热阻;
- (6)盘管尺寸和材料同样会影响地下换热器性能;
- (7)热泵运行方案也会影响地下换热器性能。下面仅就盘管尺寸、管材及热泵运行方案做简要分析:

盘管尺寸包括管长、管径及管距。

①管长(指埋管水系统一个环路的长度) 地下换热器一个环路的管长并不是越长越好,文献[4]的研究表明,水平埋管换热器的管长有一最大长度,一旦超过了该长度极限,则长度的再增加对换热性能的影响就非常小了。但长度的增加总对制冷有利;

②管径 一般来说,管径增加,换热面积增大,换热效果会更好。但若管径增加到使管内流体处于层流区则换热性能就比较差了。要想提高地下换热器的性能,就必须使埋管中的流体处于紊流区或过渡区,这样才能保持较高的对流换热系数;

③管距 目前普遍认为管间距在 250~300 mm 时,单位换热量与间距无关而只和换热器管长有关;

④管材 本实验用的是普通 PVC 管,但文献[3]的研究表明,高硬度聚乙烯管的导热系数是普通 PVC 管的 2.5 倍。在相同的条件下,使用 PVC 管的总换热量比使用高硬度聚乙烯管的总换热量低 35%;

⑤运行方式 地热泵系统在与土壤换热过程中必然改变土壤温度分布,但土壤温度恢复需要时间。因此在热泵空调器的运行方面,需采用时停时开的间隙运行方案。根据文献[5],在初始条件相同的条件下,开停时间比为 1:1,间歇运行 20 h,要比持续运行 10 h 的效果好得多,虽然它们都运行了 10 h。

## 4 传热模型

### 4.1 模型假设

- 1) 土壤是均匀的;
- 2) 埋管任一截面内的流体介质温度和速度是相同的,即  $T_f = T_f(x, t)$ ;
- 3) 土壤的热力学参数是常数;
- 4) 不考虑热湿适移的影响;
- 5) 忽略埋管与土壤间的接触热阻;
- 6) 埋管足够深,使得远边界条件的半径不大于埋管深度,且埋管处土壤温度不受气温日周期性变化的影响;
- 7) 回填物为匀质大地的一部分;
- 8) 土壤的传热过程轴中心对称分布。

### 4.2 传热模型的建立

本文参考 V. C. Mei 传热模型,采用能量平衡理论并根据热传导方程来建立地下水平埋管换热器传热模型。图 7 为水平埋管换热器传热模型图解。

根据上述假设,传热模型为:

- 1) 流体与管壁间的传热,即  $r < r_0$  时:

$$-V \frac{\partial T_f}{\partial X} + \frac{2\lambda_p}{r_0 \rho_f C_{pf}} \left. \frac{\partial T_p}{\partial r} \right|_{r=r_0} = \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (7)$$

- 2) 管壁的导热方程,即  $r_0 \leq r < r_p$  时:

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_p}{\partial r} = \frac{1}{a_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} \quad (8)$$

- 3) 土壤导热方程,即  $r_p \leq r < r_f$  时:

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} = \frac{1}{a_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (9)$$

式中:  $T_f$ ——流体温度,℃;

$t$ ——从运行开始算起的时间,s;

$V$ ——流体速度,m/s;

$X$ ——沿管长方向坐标,m;

$\lambda_p$ ——管壁导热系数,W/(m·℃);

$T_p$ ——埋管壁温,℃;

$r_0$ ——管道内径,m;

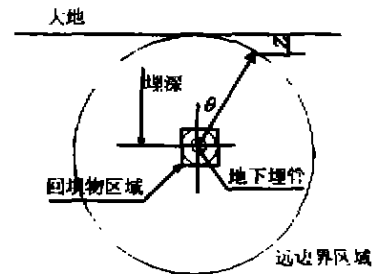


图 7 水平埋管换热器传热模型图解

$\rho_f$ ——流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$C_{p,f}$ ——流体定压比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$r_p$ ——管道外径,  $\text{m}$ ;

$T_s$ ——土壤温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$\theta$ ——远边界条件处土壤任一点距盘管中心处的铅垂夹角,  $\text{rad}$ ;

$\alpha_s$ ——土壤的热扩散率(导温系数),  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$\alpha_p$ ——管壁导温系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

边界条件:

1) 流体与管壁交界处边界条件, 即  $r=r_0$ :

$$\alpha_f(T_p - T_f)|_{r=r_0} = \lambda_f \left. \frac{\partial T_p}{\partial r} \right|_{r=r_0} \quad (10)$$

式中:  $f$ ——流体与管壁的对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

2) 管壁与大地交界处边界条件(假设无接触热阻), 即  $r=r_p$ :

$$T_p = T_s \quad (11)$$

3) 管壁与土壤间热平衡

$$2\pi\lambda_p \left. \frac{\partial T_p}{\partial r} \right|_{r=r_0} = \lambda_s \int_0^{2\pi} \left. \frac{\partial T_s}{\partial r} \right|_{r=r_p} d\theta \quad (12)$$

式中:  $r_F$ ——远边界条件处距管中心的半径,  $\text{m}$ ;

$\lambda_s$ ——土壤导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$d\theta$ ——角度微元,  $\text{rad}$ 。

初始条件( $t=0$ ):

$$T_f(x) = T_p(r) = T_s(r, \theta) \quad (13)$$

初始条件已知。

入口处流体温度( $X=0$ ):

$$T_f(t, 0) = f(t) \quad (14)$$

入口处流体温度是已知时间的函数。

当热泵停止时, 即  $V=0$  时所得出的方程即为热泵停止时的传热模型。

把上述方程写成有限差分的形式, 并用 TDMA 算法就可求解, 本文从略。

## 5 结论

1) 对 1998 年所建成的双层水平埋管地源热泵系统进行了为期 1 年的冬夏季间歇运行测试及过度季大地温度场恢复测试, 在夏季又进行了变流量测试。测试得到了大量数据。在测试工况下, 冬季供热测试结果表明, 供热性能系数 COP 在 2.4 左右, 单位埋管换热量  $q_t$  约为  $30 \text{ W}/\text{m}$ ; 夏季运行测试结果表明, 其制冷能效比 EER 在 2.3 左右, 单位埋管换热量  $q_t$  约为  $50 \text{ W}/\text{m}$ 。

2) 单位埋管长度换热量  $q_t$  是地源热泵系统的一个重要技术和经济性能指标, 在埋管换热器几何尺寸确定后, 它与流量紧密相关。

3) 地源热泵系统是一个影响因素非常多的系统, 包括埋管尺寸、土壤参数、热泵运行方案及季节性气温波动等。

4) 土壤含水量、湿迁移及潜热交换对地下埋管换热器的性能影响很大, 这方面的研究有待深化。

## 参考文献:

- [1] 魏唐棣,等.地源热泵地下埋管换热器的研究介绍[J].中国冷冻空调杂志,1999,47(12):91-98.
- [2] 周漠仁.流体力学泵与风机[M].北京:中国建筑工业出版社,1993.
- [3] D. A. Ball. Design Methods for Groud-Source Heat Pumps[J]. ASHRAE Trans, DC-83-08.
- [4] W. S. Johnson. Seasonal Performance Evaluation of Two Horizontal-coil Ground-coupled Heat Pump Systems [J]. ASHRAE Trans, NT-87-19-4.
- [5] V. C. Mei. New Approach for Analysis of Ground-Coil Design for Applied Heat Pump Systems[J]. ASHRAE Trans, HI-85-24.

## Experimental Study of Ground-source Heat Pump Systems with Horizontal Heat Exchanger

SUN Chun-wu, ZHANG Su-yun, LIU Xian-ying

(Faculty of Urban Construction and Environment Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, China)

**Abstract:** This paper describes the double layer horizontal ground source heat pump systems constructed in 1998 with the buried depth of 0.9 m and 1.8 m. The program of study includes experimental equipments, heat exchanger size, testing meter and methods for data analysis. In addition, the heating and cooling performance at typical days are also illustrated. Among the influencing factors on the performance of the ground source heat pump systems, the parameter of heat exchanger and operation patterns of heat pump systems are analyzed. A heat transfer model has been set up for horizontal heat exchanger.

**Keywords:** horizontal burying coil; ground-source heat pump; cooling and heating test; parameter analysis; heat transfer model

---

(上接第 21 页)

## Study on the Suitability of Amplitude Definitions of Strong Ground Motions for Engineering Purpose

LI Ying-min<sup>1</sup>, DING Wen-long<sup>2</sup>, HUANG Zong-ming<sup>1</sup>

(1. Faculty of Civil Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, China; 2. Third Design and Research Institute, MI, Chongqing 400039, China)

**Abstract:** In this paper, the basic requirements for the suitability of the amplitude definitions of strong ground motion for engineering purpose are presented and brief comments on the definitions of amplitude of strong ground motion now widely used are given accordingly. The effects of different definitions of amplitude of strong ground motions on different structural response indexes of SDOF systems are discussed by dynamic time-history analysis.

**Keywords:** ground motion; amplitude; correlation coefficient