

# 基于 TRNSYS 的土壤源 热泵热平衡问题的影响因素分析\*

花莉<sup>1</sup>, 潘毅群<sup>2</sup>, 范蕊<sup>2</sup>, 黄治钟<sup>2</sup>

(1.同济大学机械工程学院,上海 201804 2.同济大学中德工程学院,上海 201804)

**摘要:** 夏热冬冷这种冷负荷占优地区,若由土壤源热泵系统承担所有的空调负荷,则会造成全年土壤取放热量的不平衡,从而出现常年运行后土壤温度的逐渐上升,降低系统夏季的运行效率,不利于系统持续稳定高效的运行。为此首先利用模拟软件 TRNSYS 搭建土壤源热泵系统模型,对土壤源热泵系统长期运行性能进行模拟分析,从冬夏累计负荷比、埋管间距、埋管深度、土壤导热系数、回填料导热系数这几个影响因素出发,研究土壤源热泵长期运行的热平衡问题,以期对土壤源热泵系统的合理应用和发展提供支持。

**关键词:** 土壤源热泵系统; TRNSYS; 土壤热平衡; 影响因素

**中图分类号:** TU831.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-7237(2012)03-0023-07

## Impacting Factor on Ground Heat Balance of GSHP System Using TRNSYS

HUA Li<sup>1</sup>, PAN Yi-qun<sup>2</sup>, FAN Rui<sup>2</sup>, HUANG Zhi-zhong<sup>2</sup>

(1.School of Mechanical Engineering of Tongji University, Shanghai 201804, China;

2.Sino-German College of Applied Sciences of Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** In the cooling load dominated area of hot summer and cold winter zone, when the ground source heat pump (GSHP) system is responsible for all of the air conditioning load, in most cases, the heat taken and released to the soil is uneven, and it would result in soil temperature rise after period running, which is harmful to continuous and stable operation of the system. The GSHP system is modeled by TRNSYS firstly and then the performance of it in long-run is analyzed. The heat balance problem of GSHP system in long-term operation is discussed from such aspects as, heat balance, GHP spacing, GHP depth, soil thermal conductivity, backfill materials' thermal conductivity. The work is helpful to the reasonable application and development of GSHP.

**Key words:** ground source heat pump (GSHP); TRNSYS; heat balance of soil; impacting factor

## 0 引言

土壤源热泵由于其节能、环保、运行安全可靠等诸多优点,在全世界范围得到了广泛的应用。土壤源热泵在欧洲的发展已有近 30 多年的历史,在瑞士、瑞典、奥地利和德国等国家,居住建筑以独栋别墅为主要建筑形式,土壤源热泵在这些国家主要是为解决采暖问题而发展起来的<sup>[1]</sup>。在中国,自 2005 年国务院出台《中华人民共和国可再生能源法》以来,土壤源热泵的市场容量增长速度每年都保持在 10%以上<sup>[2]</sup>。

在中国,土壤源热泵的应用现状不同于其他国家,大规模的地下埋管换热器对系统的长期高效运行提出了严峻的考验,土壤热平衡问题已经成为制约其科学发展的关键因素,因此本文主要针对冷负荷占优地区,即土壤夏季吸热量大于冬季释热量这种情况进行分析,从土壤热平衡问题的各影响因素出发,研究

收稿日期 2011-12-25; 修回日期 2012-01-04

\* 基金项目:国家自然科学基金项目(50806052)

诸如管间距、土壤热物参数、冬夏累计负荷比等因素的影响规律,从而进一步明确土壤热平衡问题,实现量化分析,为解决该问题以推动土壤源热泵系统的科学合理发展提供技术支持。

## 1 土壤源热泵仿真模型的搭建

### 1.1 模拟软件 TRNSYS 简介

TRNSYS 软件最早由 Wisconsin Madison 大学 Solar Energy 实验室(SEL)开发研制,其涉及的范围较广,可对多种系统的运行状况进行动态仿真。TRNSYS 是模块化的动态仿真软件,所谓模块化,即认为所有系统均由若干小的系统(即模块)组成,一个模块实现某一种特定的功能<sup>[3]</sup>。

### 1.2 模块简介

本文应用 TRNSYS17 来进行土壤源热泵系统热平衡的影响因素分析,主要用到的模块有:

(1)Type 9: Data Reader(Generic Data Files),可实现以规定的时间步长从外部文件中读取数据,并对这

些数据进行相应的处理,然后将之与 TRNSYS 中的其他组件相连接。

(2)Type557: Vertical Ground Heat Exchanger 竖直埋管换热器模块有两种形式 U 形管换热器、套管换热器。TRNSYS 中的埋管换热器模型是 DST (Duct Ground Heat Storage)模型,其最初用来模拟地下热存储系统,其与埋管换热器模型非常相似<sup>[4]</sup>,因此,DST 模型也被广泛应用于土壤热泵系统的模拟中。DST 模型利用空间重叠法来获得土壤中的温度分布,其主要包括以下 3 个部分:整个储热装置与外部的热传递;在短时间尺度内钻孔壁周围的热传递;与最近的埋管的稳流热传递。此模型利用数值方法来解决前两个问题,用解析方法来解决第三个问题<sup>[5]</sup>。

(3)Type927: Water to Water Heat Pump 水水热泵模块将负荷侧水环路与埋管侧水环路相连接,实现了两个环路之间的热量传递。

(4)Type110: Variable Speed Pump 变速泵。

### 1.3 建筑与空调系统简介

本文的模型基于上海市同济大学生态园区的某一实际建筑,该建筑为办公与学生实验用楼,空调设

计冷负荷 240 kW 热负荷 93.4 kW,室外共有 84 口换热井,均采用单 U 模式,换热孔深度 86 m,孔径为 160 mm。经热响应实验已经测得各岩土层的土壤热物性参数,取不同岩土层的深度作为加权因子,求得岩土层的平均热物性参数。经计算得到土壤竖向平均导热系数为 1.62 W/(m·K),竖向平均比热容为 1 432 kJ/(kg·K)。

空气侧采用变风量空调系统,水侧利用 4 个三通阀来实现冬夏季的工况切换,以夏季工况为例,冷冻水环路接空调分集水器通过空调箱或者风机盘管向房间供冷,冷却水环路通过埋管换热器向土壤中释热来降低冷却水温度,进而向热泵提供冷量。

### 1.4 仿真模型的搭建

在本文中利用 eQuest 来计算建筑全年逐时负荷,该建筑位于上海,冬夏季设定温度分别为 20 °C 和 26 °C,模型参数如表 1 所示。

通过 eQuest 将包括新风和热损失在内的建筑逐时冷热负荷导出,再通过 Type9 Data Reader 导入 TRNSYS,可以有效地简化 TRNSYS 模型,从而减少模拟计算时间。图 1 为在 TRNSYS 中的空调系统结

表 1 模型围护结构与负荷参数

Tab.1 Building envelope and load parameters of model

围护结构热工信息	外墙采用花岗岩, $U=3.49$ W/(m <sup>2</sup> ·K)
	屋顶混凝土加保温层, $U=0.58$ W/(m <sup>2</sup> ·K)
	外窗采用双层中空玻璃, $U=2.4$ W/(m <sup>2</sup> ·K), $SC=0.6$ 窗墙比:南 0% 东 21.1% 西 23.4% 北 17.6%
室内负荷	照明 137 W/m <sup>2</sup>
	设备 实验室 80 W/m <sup>2</sup> 办公室 13 W/m <sup>2</sup> 卫生间 5 W/m <sup>2</sup>
	人员 实验室 10 m <sup>2</sup> /人 办公室 6 m <sup>2</sup> /人 其他 20 m <sup>2</sup> /人

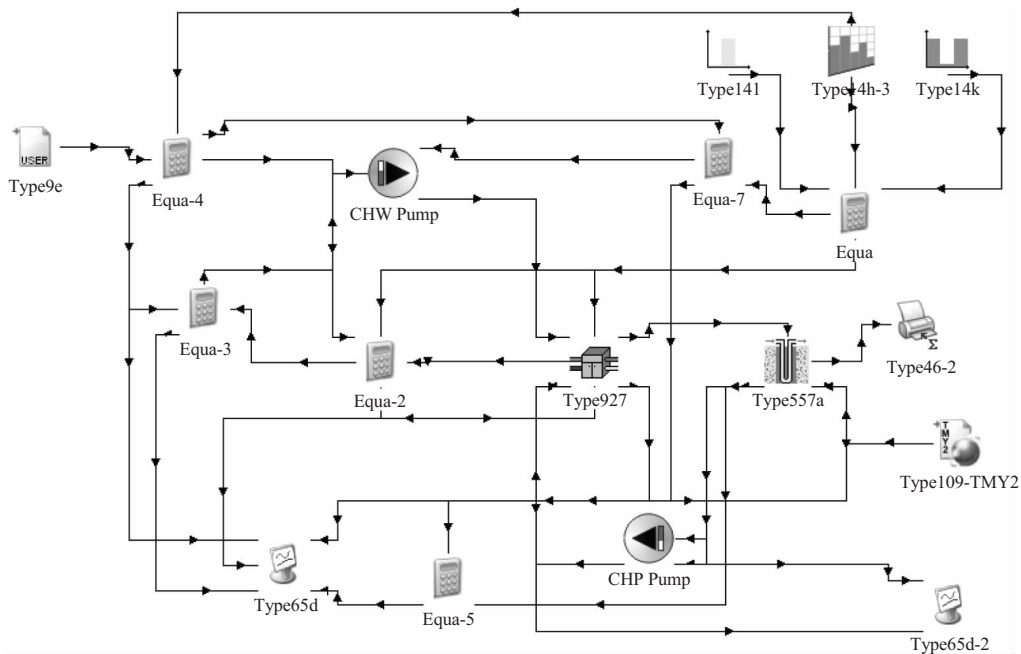


图 1 simulation studio 中空调系统结构图

Fig.1 Structure chart of air-conditioning system in simulation studio

构图。

## 2 土壤源热泵长期运行性能分析

针对该栋建筑及其系统形式,本文首先对该系统的长期运行特性进行了模拟分析。经 eQuest 计算得到了建筑全年逐时冷热负荷,如图 2 所示。其峰值冷热负荷之比为 2.57 : 1, 累计冷热需求之比为 2.18 : 1, 经 TRNSYS 模拟计算得埋管换热器的累计排热量与吸热量之比为 3.73 : 1, 可见此建筑冷热不平衡度较大。埋管换热器全年逐时排 / 取热负荷如图 3。

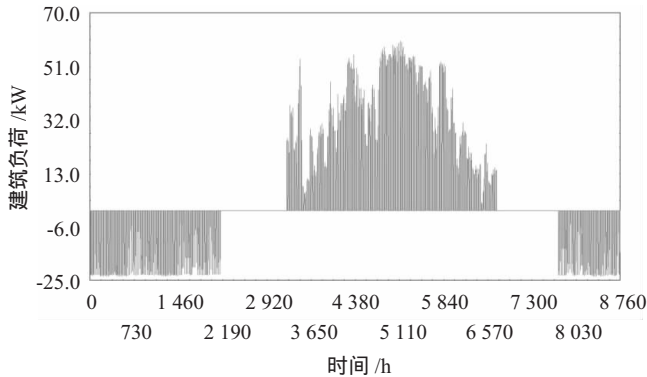


图 2 建筑全年逐时冷热负荷

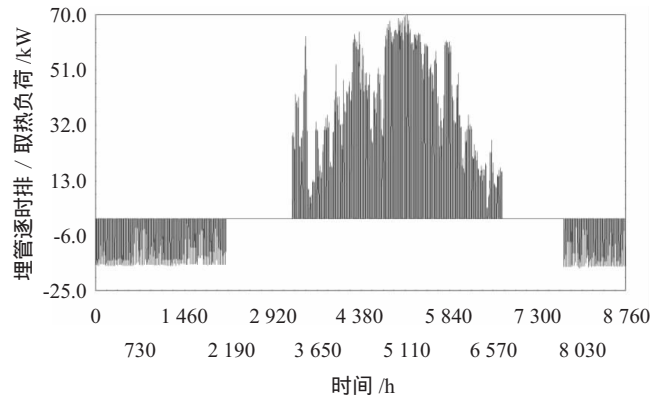


图 3 埋管换热器全年逐时排 / 取热负荷

Fig.3 Annual GHP hourly heat reject/take load

土壤初始温度为 17 °C, 埋管循环水泵与负荷侧的循环水泵均采用定流量运行, 图 4 是土壤源热泵机组运行 50 年的埋管区域土壤平均温度和热泵 COP 的变化曲线。

从图 4 可以看出: 由于从土壤中的取热量和放热量不平衡, 随着空调系统的运行, 埋管区域土壤温度整体明显呈现逐渐升高的趋势, 土壤源热泵运行 50 年, 埋管区域土壤的平均温度由 17 °C 升高到了

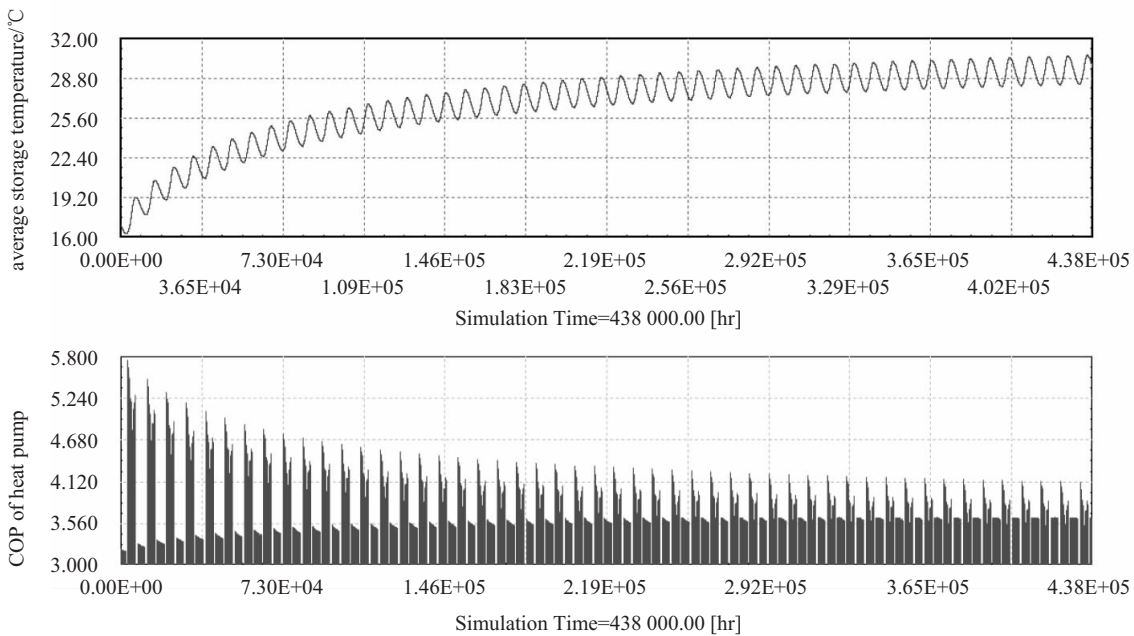


图 4 热泵机组运行 50 年的埋管区域土壤平均温度和热泵 COP

Fig.4 Average storage temperature and COP of heat pump in 50 years' running of HP

29.79 °C。在此运行期间, 前几年温度升高的较快, 随着热泵机组的逐年运行, 最终土壤的平均温度趋向于稳定。具体而言, 在土壤源热泵系统运行的前 10 年, 土壤的平均温度由 17 °C 变为 24.99 °C, 升高了 7.99 °C; 从第 10 年到第 20 年, 土壤的平均温度由 24.99 °C 变为 27.37 °C, 升高了 2.38 °C; 从第 20 年到第 30 年, 土壤的平均温度由 27.37 °C 变为 28.55 °C, 升高了 1.18 °C; 而后 20 年间, 土壤的平均温度由 28.55 °C 变为 29.79 °C, 总共升高了 1.24 °C。由此可见, 土壤源热泵系统的冷热

不平衡特性在前 10 年体现的较明显, 从第 10 年到第 20 年间温度有一定的升高, 而后 30 年间的土壤平均温度变化较小。这主要是因为随着土壤温度的不断升高, 土壤与周围岩土的温度梯度随之变大, 散热量变大。

由此可见, 土壤温度的变化主要是在前 10 年, 后几十年变化相对较小, 因此, 下面关于土壤热平衡问题的计算分析都将以前 10 年为基础。

随着土壤温度的升高, 热泵性能也发生了相应的改变, 土壤源热泵的冬夏季年平均 COP 在第一年为



$COP_c=4.96$ ,  $COP_H=3.21$ , 第十年为  $COP_c=4.12$ ,  $COP_H=3.45$ , 第五十年为  $COP_c=3.62$ ,  $COP_H=3.61$ 。由此可见在前 10 年的变化较大, 系统运行前 10 年制冷 COP 明显降低, 对系统的运行非常不利。

### 3 土壤源热泵热平衡的影响因素分析

地埋管土壤源热泵系统是向大地或把大地作为热交换器来传输热量的, 影响这个传热过程的主要因素有两个: ①地埋管换热器构造; ②大地的传热性能。大地的热物性对于地埋管换热器的传热性能有很大的影响, 它是设计地埋管换热器的基础数据。影响地下传热性能的因素很多, 而且土壤源热泵系统本身的运行也会影响地下传热性能, 尤其是由冷热不平衡引起的土壤温变, 准确测定大地的热物性并不容易, 因此, 地埋管换热器的整个传热过程是一个复杂的、非稳态的传热过程。

通常以钻孔壁为界, 把涉及的空间区域划分为钻孔以外的岩土部分和钻孔内的地埋管部分, 采用不同的简化假定进行分析<sup>[6]</sup>。钻孔以外岩土部分的传热热阻由两部分组成: ①从钻孔壁到未受干扰的远端介质的岩土层热阻, 该项热阻主要取决于岩土的导热系数, 也与热负荷作用的时间有关。②各地埋管之间温度场的相互干扰而形成的附加温变热阻, 这部分热阻主要取决于地埋管的布置形式和间距, 及其释、吸热量的平衡程度。钻孔内部的传热热阻主要由管内热阻和管外回填材料的热阻构成。这部分热阻较为容易调控, 成为地埋管传热强化问题分析的核心。

根据以上分析, 下面将从冬夏累计负荷比、埋管间距、埋管深度、土壤导热系数和回填料导热系数这几个影响因素出发, 研究土壤源热泵长期运行的热平衡问题。

### 3.1 冬夏累计负荷比对热平衡的影响

造成土壤源热泵冷热不平衡的根本原因是空调的负荷差异或者说地埋管部分承担的冷热负荷的差异, 因此将从冬夏累计负荷差异出发来分析对土壤热平衡的影响。所谓冬夏累计负荷比或冬夏累计需求比为: 全年逐时冷负荷的累加值与全年逐时热负荷的累加值的比值; 此外, 为了分析方便, 在此提出了两个定义: ①单位累计建筑冷热负荷差异温变, 即 1 MWh 的建筑累计冷热需求差异所引起的土壤温变; ②单位累计土壤负荷差异温变, 即 1 MWh 的地埋管累计排热量与取热量的差异所引起的土壤温变。

#### 3.1.1 建筑冬夏累计冷热负荷比为 1:1

当建筑累计冷热负荷比 1:1 时, 此时地埋管换热器的累计排热量与累计吸热量之比为 1.67:1。虽然建筑累计冷热负荷比为 1:1, 但是由于热泵机组夏季向土壤中的散热量为冷负荷加上热泵机组及水泵等相关设备的功耗, 而冬季从土壤中的取热量为热负荷减去相关设备的功耗, 从而地埋管向土壤中的累计排热量仍大于从土壤中的取热量, 不平衡问题仍然存在。

图 5 为土壤源热泵运行 10 年的地埋管区域土壤平均温度、埋管逐时出水温度与热泵机组的 COP 变化曲线。

此情况下, 土壤源热泵系统连续运行 10 年, 土壤的平均温度由 17°C 变为 21.22°C, 升高了 4.22°C。随着土壤温度的升高, 热泵制冷 COP 有所降低, 而制热 COP 相应的有所升高, 如图所示。

#### 3.1.2 不同累计冷热需求比的运行效果对比

为了比较不同累计冷热需求比的情况下, 土壤区域的温升以及系统运行效率的变化, 本文针对不同建筑累计冷热负荷比进行了计算分析, 计算结果如表 2。

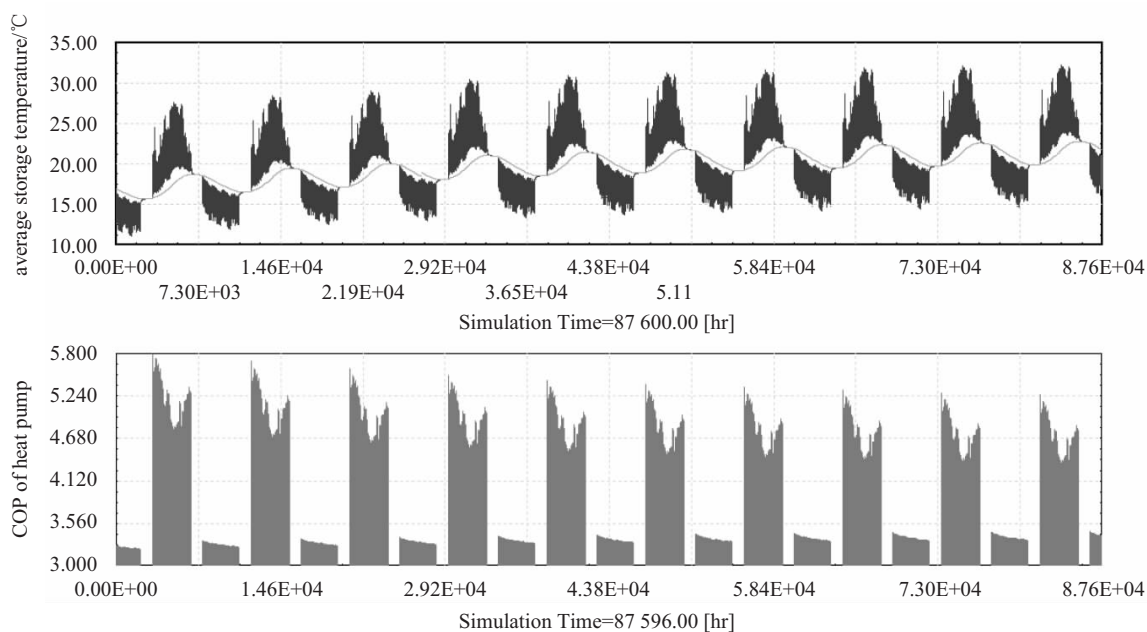


图 5 热泵机组运行 10 年的地埋管区域土壤平均温度、埋管逐时出水温度和热泵 COP

Fig.5 Average storage temperature, temperature response of fluid effusing GHE and COP of heat pump in 10 years' running of HP

表 2 累计冷热需求比对土壤温升的影响

Tab.2 Accumulative cool and heat demand ratio's effect to soil temperature rise

建筑累计 冷热需求比	土壤累计 冷热负荷比	年累计冷热 需求差异 / MWh	年累计地埋管 取放热量差异 / MWh	10 年后地埋管 区域土壤平均温度 / °C	10 年后 土壤温升 / °C	单位累计建筑 冷热负荷差异温变 / (°C/MWh)	单位累计土壤 负荷差异温变 / (°C/MWh)
$K_1$	$K_2$						
1 :1	1.67 :1	0	88	21.22	4.22	$\infty$	0.048
1.5 :1	2.52 :1	66	132	23.48	6.48	0.098	0.049
2 :1	3.4 :1	99	154	24.68	7.68	0.078	0.050
2.5 :1	4.32 :1	119	168	25.42	8.42	0.071	0.050
3 :1	5.26 :1	132	177	25.92	8.92	0.068	0.050
3.5 :1	6.23 :1	141	183	26.29	9.29	0.066	0.051
4 :1	7.27 :1	148	188	26.56	9.56	0.065	0.051

由表 2 可以看出,当累计冷热需求相等时,由于地埋管累计排热量与吸热量并不相等,热泵运行 10 年地埋管区域土壤的温度仍有较明显的升高。欲达到真正的热平衡,必须保证地埋管累计排热量与吸热量相等或近似相等。

随着累计冷热需求比的逐渐增大,年累计冷热需求的差异和年累计地埋管取放热量的差异增加的幅度越来越小,土壤温度会持续升高,但是温升的幅度越来越小。随着建筑累计冷热需求比的逐渐增大,单位累计建筑冷热负荷差异温变有逐渐减小的趋势,且其值大于单位累计土壤负荷差异温变,这主要是热泵机组及水泵等相关设备的散热引起的。在项目规模为 84 口井的情况下,建筑累计冷热需求比变化时,单位累计土壤负荷差异温变是近似相等的,由此可见,土壤的温升主要取决于实际从土壤中的取热量和放热量的差异。

### 3.2 钻孔间距对热平衡的影响

根据规范以及实践,两钻孔之间的距离一般在 4~6m 之间,钻孔间距过小会影响换热器的效能,过大又需较大的占地面积,因此,应结合实际情况综合考虑两个因素,选取合适的钻孔间距。地埋管区域土壤的体积与钻孔间距呈二次方的关系,增大钻孔间距,会增大地埋管区域土壤的体积,减少管井间热干扰的影响,有利于换热,也有利于热平衡,分析结果如图 6 所示。

从图 6 中可以看出,随着钻孔间距的增大,土壤源热泵系统运行 10 年后土壤的温升有明显的减小。通过进一步的观察同时可以发现,钻孔间距从 3 m 变为 4 m 时,土壤 10 年温升由 10.94 °C 减小到 7.99 °C,减小了 2.95 °C;钻孔间距从 4 m 变为 5 m 时,土壤 10 年温升由 7.99 °C 减小到 6.06 °C,减小了 1.93 °C;钻孔间距从 5 m 变为 6 m 时,土壤 10 年温升由 6.06 °C 减小到 4.71 °C,减小了 1.35 °C。由此可见,钻孔间距等值增加的过程中,土壤的温升并不是等值减小的,其减小的幅度越来越小。在设计时应结合实际负荷以

及可利用埋管面积情况综合决定钻孔间距。

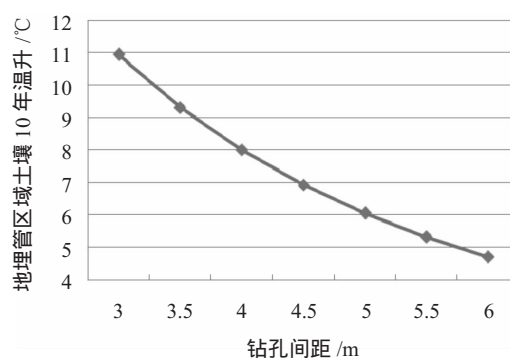


图 6 钻孔间距对热平衡的影响

Fig.6 GHP spacing's effect to heat balance

### 3.3 钻孔深度对热平衡的影响

对于在地面上设置集中机房的土壤源热泵系统而言,确定埋管深度时应注意:井深 60 m 以内时钻机成本少,费用低;井深 80 m 以内,可用普通型承压(承压 1.0 MPa)塑料管,深度大于 80 m 时,需采用高承压塑料管,成本大大增加;据比较,井深 50 m 的造价比井深 100 m 的造价要低 30%~50%<sup>[7]</sup>。

增大埋管换热器的埋管深度可以增大换热器的能效和延长地埋管持续高效换热的的时间,但工程中钻井费用占整个空调系统初投资的比例很大,钻井越深,单位长度的费用将成倍增长,而且还受到当地地质条件限制,因而,一般工程设计埋管的埋设深度时,需同时考虑地质条件和当地的钻井费用<sup>[8]</sup>。

如果不改变钻孔数量,单独改变钻孔深度,这样会改变埋管换热器的换热能力,那么当增大钻孔深度时,埋管换热器的换热能力也随之增大。若控制埋管换热器的换热能力不变,那么改变钻孔深度时,就必须改变钻孔数量。下面分两种情况研究钻孔深度变化时对土壤热平衡的影响。

#### 3.3.1 控制埋管换热能力不变,改变钻孔深度和钻孔数量

由于在 TRNSYS 中的竖直埋管换热器模块采用了简化的设计方法,其竖向土壤物性和土壤温度都被

简化为是均匀一致的,因此,控制埋管换热器的换热能力不变,即可简化为控制埋管换热器的长度不变。土壤源热泵的钻孔深度一般在 52.5~175.0 m 之间<sup>[9]</sup>,下面将在此区间内分析钻孔深度对热平衡的影响,如图 7 所示。

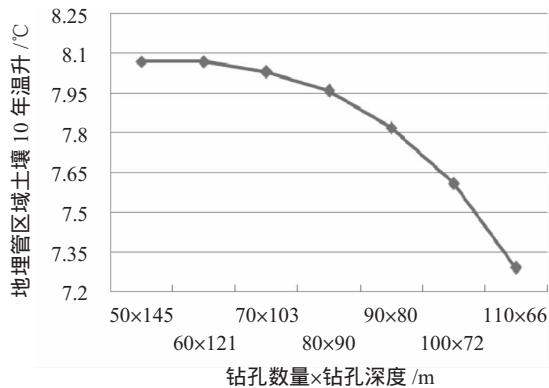


图 7 钻孔深度对热平衡的影响

Fig.7 Effect of GHP depth to heat balance

从图 7 可以看出,虽然埋管换热能力不变,但在增大钻孔深度时,土壤温升会相应的减小。而在软件中土壤初始温度和物性参数的设置是均匀一致的,所以此现象主要是因为增大埋管深度,减少了埋管数量,首先减弱了众多埋管之间的热干扰影响;其次虽然土壤的体积不变,但是土壤与室外接触面积变小,受地表的影响也减弱了,对土壤温升有一定的缓解作用。由此可见,在确定了埋管承担负荷之后,钻孔深度以及钻孔数量主要取决于可利用钻孔面积以及当地的钻井费用,二者的变化对埋管换热能力的影响不大,但如条件允许,建议增加钻孔深度而减少数量。

### 3.3.2 控制钻孔数量不变,改变钻孔深度

在此情况下,增大钻孔深度,会增大埋管的换热能力,埋管区域土壤的体积也会相应的增加。此时埋管区域土壤的体积与钻孔深度呈线性关系。在图 8 中,由于钻孔深度的增加引起土壤体积的增加,虽然埋管换热能力也在增强,但土壤的温升仍得到了极大的改善。

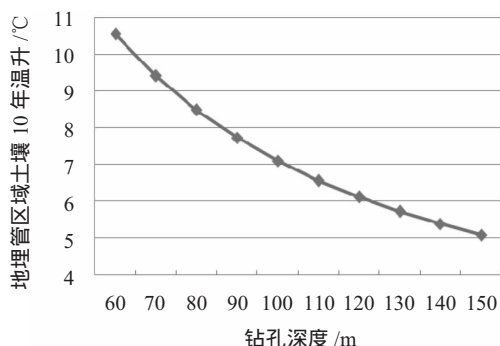


图 8 钻孔深度对热平衡的影响

Fig.8 Effect of GHP depth to heat balance

### 3.4 土壤导热系数对热平衡的影响

竖直埋管换热器可能经过几个不同的岩土层,不

同的岩土层对应的土壤热物性不同,岩石与土壤相比有较高的导热系数和热扩散系数<sup>[6]</sup>。上海地区土壤源热泵埋管深度基本在 80~120m 之间,根据试验研究成果,上海地区 150 m 以内浅层土壤主要由黏性土、粉土、砂性土组成,岩土体导热系数室内测试加权平均值为 1.547~1.925 W/(m·K)。下面研究土壤的导热系数不同,对土壤热平衡的影响,如图 9 所示。

由图 9 可以看出,土壤的导热系数越大,土壤的换热性能越好,即土壤的恢复能力越强,热泵系统常年运行引起的温升越小,但是温升减小的幅度不大,当土壤导热系数从 1.5 W/(m·K)上升到 2.0 W/(m·K)时,土壤温升从 8.11 °C 降到 7.69 °C。

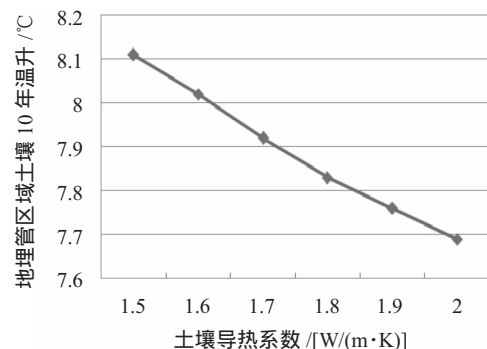


图 9 土壤导热系数对热平衡的影响

Fig.9 Effect of soil thermal conductivity to heat balance

### 3.5 回填料对热平衡的影响

回填是埋管换热器施工过程中的重要环节,即在钻孔完毕、安置完埋管后向钻孔中注入回填材料。它介于埋管与钻孔壁之间,一方面使埋管与钻孔壁之间尽可能填实,改善换热器与土壤的换热;另一方面是防止地表水通过钻孔向地下渗透而污染地下水,同时也防止各个含水层之间的交叉污染<sup>[9]</sup>。

国外对回填材料的研究较早,最初常用的是从地质钻探工艺传承下来的膨润土水混合物回填材料,但是后来发现这种回填材料的导热系数通常较小,只有 0.165~0.90 W/(m·K)。于是产生了膨润土添加剂混合物回填材料,即在膨润土回填材料中加入黄沙等外加剂以提高回填材料的导热特性,其导热系数可达 1~2 W/(m·K)<sup>[6]</sup>。因此,目前在回填材料原料的选择上以水泥、黄沙、膨润土为主,也有少数加入粉煤灰、减水剂、膨胀剂等。

国内对回填材料的研究也逐渐增多,有学者指出钻孔的换热能力随着回填材料导热率的增加而不断提高,但回填材料导热率并非越高越好。选择回填材料应根据当地的地质条件而定,基本原则是回填材料的导热率应该稍高于钻孔周围岩土层的导热率。如果回填材料的导热率远低于钻孔周围岩土层的导热率,钻孔的换热能力会受到很大的不利影响。

根据已有的研究成果可知,常用回填料的导热系数范围在 1.334~2.268 W/(m·K)之间,下面在此区间



内研究回填料导热系数对换热(即热平衡)的影响。

从图 10 可以看出 增大回填料的导热系数 土壤长期运行的温升会有所降低 但是温升降低的程度很小。这主要是因为回填料的性能越好 越有利于埋管与土壤之间的换热 但是热量仍积累在埋管周围土壤中 由于土壤的导热系数较小而无法快速传递出去 于是土壤的温度变化较小。

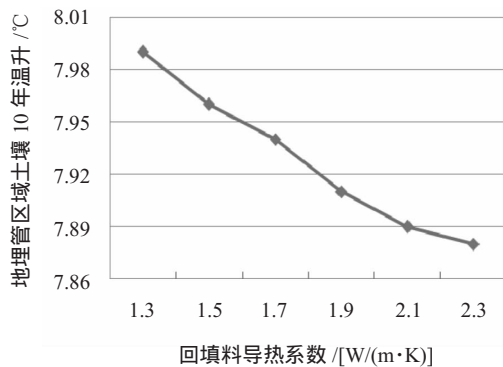


图 10 回填料导热系数对热平衡的影响

Fig.10 Effect of backfill materials' thermal conductivity to heat balance

#### 4 结论

本文利用 TRNSYS 搭建土壤源热泵系统的仿真模型 通过对土壤源热泵系统长期运行的性能分析 得到系统长期运行时土壤温升各影响因素的影响规律以指导实践 具体结果如下:

(1)土壤源热泵系统运行 50 年中埋管区域土壤的平均温度由 17 °C 升高到了 29.79 °C。而在运行第 10 年温度已经升高到了 24.99 °C, 到第 20 年升高为 27.37 °C, 第 30 年为 28.55 °C, 第 50 年为 29.79 °C。由以上数据可知 由冷热不平衡引起的土壤温升在运行初期变化的幅度较大 此后温升的幅度逐渐变小。随着土壤温度的升高 热泵制冷 COP 逐渐降低 第 1 年为  $COP_c=4.96$ , 第 10 年为  $COP_c=4.12$ , 第 50 年为  $COP_c=3.62$  制热 COP 逐渐升高 第 1 年为  $COP_h=3.21$ , 第 10 年为  $COP_h=3.45$ , 第 50 年为  $COP_h=3.61$ 。可见 热泵 COP 在前 10 年变化的幅度较大 且制冷 COP 降低的幅度明显大于制热 COP 升高的幅度。

(2)当累计冷热需求相等时 热泵运行 10 年埋

(上接第 22 页)较好的性能 在设计和运行中 综合考虑机组性能和发电量的影响 选择合适的驱动压力和供、回水温度。

参考文献:

[1]贺益英.关于火、核电厂循环冷却水的余热利用问题[J].中国水利水电科学研究院学报,2004,2(4):315-320.  
[2]M Scott, A Jernqvist, J Olsson. Experimental and theoretical study of an open multi-compartment absorption heat transformer for different steam temperatures, Part [J]. Hydrodynamic and Heat Transfer Characteristics Applied Thermal Engineering, 1999, 19: 279-298.

管区域土壤的温度仍有较明显的升高 欲使土壤达到真正热平衡 必须保证埋管累计排热量与吸热量相等或近似相等。

(3)增大钻孔间距、钻孔深度、土壤导热系数与回填料导热系数都有利于缓解由于冷热不平衡而引起的土壤温升 其中增大钻孔间距和钻孔深度的影响明显一些 增大土壤导热系数与回填料导热系数对缓解土壤温升的影响较小 但是有利于埋管换热器与土壤的换热。

参考文献:

[1]江亿.中国建筑节能年度发展研究报告 2009[M].北京:中国建筑工业出版社,2000:142-150.  
[2]郭品文.2009 年中国中央空调市场机型报告之水/地源热泵[J].机电信息,2010(4):29-30.  
[3]谢鹏.混合式地源热泵系统不同控制策略的分析与比较[D].武汉:华中科技大学,2008.  
[4]李大鹏.地源热泵埋管与土壤多年累积传热效应研究[D].湖南:中南大学,2009.  
[5]J.D. Spitler, J.R. Cullin, E. Lee, et al. Preliminary intermodel comparison of ground heat exchanger simulation models [C]//Proceedings of 11th International Conference on Thermal Energy Storage; Effstock 2009, Stockholm, Sweden, June 14-17.  
[6]刁乃仁,方肇洪.埋管地源热泵技术[M].北京:高等教育出版社,2006:118-125.  
[7]丁勇,李百战,卢军,等.地源热泵系统地下埋管换热器设计(1)[J].暖通空调,2005,35(3):86-89.  
[8]於仲义,胡平放,徐玉党,等.基于换热能效度的竖直埋管埋设深度设计[J].暖通空调,2009,39(3):98-101.  
[9]徐伟,郎四维.地源热泵工程技术指南[M].北京:中国建筑工业出版社,2001.  
[10]刘玉旺,于明志,王淑香,等.埋管换热器回填材料导热系数实验研究[J].山东建筑大学学报,2009,24(5):449-453.

作者简介: 花莉(1987)女 江都人 硕士在读 供热、供燃气、通风及空调工程专业 从事建筑节能方向的研究(huali\_high@126.com)。

[3]郑宋平,杨勇平.基于可再生能源的吸收式热泵系统分析[J].华北电力大学学报,2004,31(4):58-61.  
[4]魏璠,肖云汉.结合吸收式热泵的 HAT 循环系统综合设计与性能分析[J].工程热物理学报,2007,28(1):17-21.  
[5]王辉涛,王华.吸收式变热器性能的影响因素[J].重庆建筑大学学报,2008,30(1):114-118.  
[6]陈则韶,江斌.影响热泵 COP 的因素与节能途径分析[J].流体机械 2007,35(1):64-69.

作者简介: 张亮(1986)男 山东淄博人 毕业于山东建筑大学 硕士 热能工程专业 从事能源转换与节能技术方面研究(Yiqiejiekeneng@163.com)。