



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

复合式地源热泵系统土壤热平衡
问题研究

姓名：花莉

学号：0920030153

所在院系：机械工程学院

学科门类：土木工程

学科专业：供热、供燃气、通风及空调工程

指导教师：潘毅群 教授

二〇一二年三月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Engineering

**Study on soil heat balance of hybrid
ground-coupled heat pump system**

Candidate: Hua Li

Student Number: 0920030153

School/Department: Tongji University

Discipline: Civil Engineering

Major: HVAC Engineering

Supervisor: Prof. Pan Yiqun

March, 2012

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

地源热泵由于其节能、环保等诸多优点,在全世界范围得到了广泛的应用。目前,国内地源热泵的推广呈现出很大的盲目性,缺乏针对多年运行系统的合理设计,造成地源热泵不能持久高效运行,甚至不能工作。大规模的地下埋管换热器对系统长期高效的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。鉴于此,本文针对夏热冬冷地区,进行了地源热泵系统的热平衡影响因素及其复合系统的运行策略研究,以期对复合式地源热泵系统的合理应用和科学发展提供支持。

为此本文首先在实测参数的基础上利用模拟软件 TRNSYS 搭建地源热泵系统模型,对地源热泵系统长期运行性能进行模拟分析,从钻孔间距、钻孔深度、土壤导热系数、回填料导热系数、冬夏累计负荷比和项目规模这几个影响因素出发,研究地源热泵长期运行的热平衡问题,明确各因素对土壤热平衡的影响。经分析,前四项可以在一定程度上影响土壤的温升,而当运行时间确定时冬夏累计负荷比和项目规模是引起土壤热平衡问题的根本原因。对于 20 口井以内的小规模建筑,当累计冷热负荷比不是很大的时候可以不考虑热平衡问题。

然后,本文介绍了三种复合式地源热泵系统的设计方案及各种运行策略,并对每种设计方案的各种运行策略进行热平衡效果与运行特性分析,针对不同情况给出推荐方案。设计方案 1 按照最大释热量设计埋管,按照热平衡需求选择冷却塔,较适合既有建筑的改造,设计方案 2 和方案 3 按照热负荷设计埋管,按照冷热负荷之差来选择冷却塔,较适合新建建筑。

本文通过对土壤热平衡影响因素的研究,明确了各因素的影响规律和不能忽略土壤热平衡问题的边界,并且针对既有建筑提出了改造方案,针对新建建筑给出了在满足热平衡要求下的较优运行策略,对于复合式地源热泵系统的设计和运行有很好的参考价值。

关键词: 复合式地源热泵系统, 土壤热平衡, 运行策略, TRNSYS

ABSTRACT

Ground source heat pump (GSHP) system has been widely used worldwide due to such advantages as energy efficiency and environmental protection. Currently, the promotion of GSHP system shows a lot of blindness in China. Many GSHP systems can not operate efficiently or even can not work after some time, resulting from irrational design of the system. The large-scale of ground coupled heat exchanger posts severe test on long-term efficient operation of GSHP system, and the soil heat balance problem has become the key barrier of its development. Therefore, the impacting factors on heat balance of GSHP system are studied, as well as the operation strategies of hybrid ground-coupled heat pump (HGCHP) system in hot-summer-and-cold-winter region. The research will provide support to the application and development of HGCHP.

Firstly, a TRNSYS model is developed with measured parameters to simulate the performance of the GSHP system operating in long term. The factors that have impact on soil heat balance are discussed, such as bore hole distance, bore hole depth, soil conductivity, backfill material conductivity, ratio of accumulative cooling load to heating load and project scale, moreover, the influence of each factor are determined. The study shows that the former four factors affect ground temperature rise to a certain extent, while ratio of accumulative cooling load to heating load and project scale are the essential reasons causing soil heat balance problem when the operation period is fixed. For small-scale project with less than 20 bore holes, soil heat balance problem can be neglected when the ratio of accumulative cooling load to heating load is not very big.

Then the thesis introduces three design options and corresponding operation strategies for HGCHP system, and does analyses on soil heat balance and operation performance of the system under various operation strategies for each design option. Recommendations are given for different application case. Option 1 – to size ground-coupled heat exchanger to maximum heat rejected to the soil and to select cooling tower concerning soil heat balance, is more suitable for existing building retrofitting. Option 2 and 3 – to size ground-coupled heat exchanger to heating load and to select cooling tower to the difference of cooling and heating load, are more suitable for new building projects.

Via the study, the thesis discovers the influencing principles of the each impacting factor and the boundary of soil heat balance being neglected or not. In addition, it proposes retrofitting design options for existing buildings and priority operation strategies for new buildings. This research work can provide a valuable reference to both design and operation of HGCHP systems.

Key Words: hybrid ground-coupled heat pump (HGCHP); soil heat balance; operation strategy; TRNSYS

目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题研究背景.....	1
1.2 研究现状.....	2
1.2.1 地源热泵的发展现状.....	2
1.2.2 地埋管换热器的研究现状.....	3
1.2.3 复合式地源热泵的发展现状.....	4
1.3 本文研究目和主要内容.....	6
第 2 章 复合式地源热泵系统仿真模型.....	7
2.1 地源热泵仿真研究现状.....	7
2.1.1 常用模拟软件简介.....	7
2.1.2 模拟软件对比研究.....	8
2.2 复合式地源热泵实验台的设计与搭建.....	11
2.2.1 工程概况.....	11
2.2.2 负荷计算.....	11
2.2.3 空调系统设计.....	12
2.2.4 地埋管设计.....	15
2.3 利用 TRNSYS 搭建仿真模型.....	18
2.3.1 建筑模型设计.....	18
2.3.2 模拟软件 TRNSYS 简介.....	20
2.3.3 主要模块简介.....	20
2.3.4 模型介绍.....	21
第 3 章 地源热泵土壤热平衡的影响因素分析.....	23
3.1 地源热泵长期运行性能分析.....	23
3.2 钻孔间距对热平衡的影响.....	26
3.3 钻孔深度对热平衡的影响.....	28
3.3.1 控制地埋管长度不变, 改变钻孔深度和钻孔数量.....	28
3.3.2 控制钻孔数量不变, 改变钻孔深度.....	29
3.4 土壤导热系数对热平衡的影响.....	30
3.5 回填料导热系数对热平衡的影响.....	32
3.6 冬夏累计负荷比对热平衡的影响.....	34
3.7 项目规模对热平衡的影响.....	37
3.8 小规模建筑的热平衡分析.....	38
3.8.1 项目规模与负荷比对热平衡的综合影响.....	38

3.8.2 小型建筑热平衡问题的缓解措施.....	40
3.9 小结.....	42
第 4 章 基于热平衡的复合式地源热泵系统运行策略研究.....	43
4.1 复合式地源热泵系统简述.....	43
4.1.1 复合式地源热泵系统的提出.....	43
4.1.2 复合式地源热泵系统的经济性概述.....	43
4.2 复合式地源热泵系统的设计.....	44
4.2.1 设计方案 1.....	45
4.2.2 设计方案 2.....	46
4.2.3 设计方案 3.....	47
4.3 复合式地源热泵系统的运行策略研究.....	49
4.3.1 运行策略概述.....	49
4.3.2 常见的四种运行策略分析.....	49
4.3.3 新的运行策略设想.....	50
4.4 不同设计方法下的各种运行策略比较.....	51
4.4.1 设计方案 1 下各种策略的热平衡效果与运行特性分析.....	52
4.4.2 设计方案 1 下各种策略的对比与分析.....	59
4.4.3 设计方案 2 下各种策略的热平衡效果与运行特性分析.....	62
4.4.4 设计方案 2 下各种策略的对比与分析.....	68
4.4.5 设计方案 3 的热平衡效果与运行特性分析.....	69
4.4.6 三种设计方案及其策略的总结与对比.....	70
4.5 小结.....	74
第 5 章 总结与展望.....	76
5.1 结论.....	76
5.2 进一步工作的方向.....	77
致谢.....	78
参考文献.....	79
附录 A.....	82
附录 B.....	83
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	84

第 1 章 绪论

1.1 课题研究背景

根据中国建筑能耗模型计算结果,1996年~2008年,我国总的建筑商品能耗从2.59亿吨标煤(tce)增长到6.55亿tce,增加了1.5倍。其中,2008年的建筑能耗为6.55亿tce(不含生物质能),约占2008年社会总能耗的23%,其中电力消耗为8230亿kWh,约占社会总电耗的21%^[1]。而一般建筑的空调能耗占到了总建筑能耗的1/3以上,可见空调系统节能势在必行。

地源热泵(Ground Source Heat Pump, GSHP)是随全球能源危机和环境问题出现逐渐兴起的一门节能环保技术,它是以地表能(包括土壤、地下水和地表水等)为热源(热汇),通过输入少量的高品位能源(如电能),实现低品位热能向高品位热能转移的热泵空调系统^[2]。根据利用地表资源的不同,GSHP系统分为三种形式:土壤源热泵系统(Ground-Coupled Heat Pump,简称GCHP)、地下水源热泵系统(Ground Water Heat Pump,简称GWHP)和地表水源热泵系统(Surface Water Heat Pump,简称SWHP)^[3],以下文中所指的地源热泵都特指土壤源热泵(GCHP),具有以下两个优点:

(1)地表浅层地热资源的温度一年四季相对稳定,是很好的热泵热源和空调冷源,这种温度特性使得地源热泵比传统空调系统运行效率要高约40%^[4]。另外,土壤温度较恒定的特性,使得热泵机组运行更可靠、稳定,整个系统的维护费用也较锅炉—制冷机系统大大减少,保证了系统的高效性和经济性。据美国环保署EPA估计,设计安装良好的地源热泵,平均来说可以节约用户30~40%的供热制冷空调的运行费用^[4]。

(2)开发推广地源热泵空调技术可彻底革除中小型燃煤锅炉房,该装置的运行没有燃烧,没有排烟,也没有废弃物,使城镇的大气污染得到根本的治理。据有关资料统计,地源热泵的污染物排放量,比空气源热泵的排放量减少40%以上,比电供暖的减少70%以上,如果结合其它节能措施其节能减排效果会更明显^[5]。

正是由于地源热泵具有节能、环保等诸多优点,在全世界范围得到了广泛的应用。但是如果地源热泵系统承担所有的空调负荷,大多数情况下从土壤中的取放热量是不平衡的,经过周期运行后土壤温度出现上升和下降是土壤热量收支失衡的两种后果,都对系统持续稳定运行不利。而在我国大部分地区主要

表现为散热量多于取热量，这主要是由于供冷季和供暖季持续时间和负荷强度有明显差异，而且夏季土壤还要承担制冷机组的散热造成的。除此之外，地源热泵较常规空调还存在初投资较高，占地面积较大等问题。

由此可见，地源热泵有一定的适用范围。就地区而言，其适用于冷热负荷相差较小的地区，如寒冷地区是适宜区，夏热冬冷地区是一般适宜区，夏热冬暖地区是不适宜区^[6]。就建筑而言，地源热泵系统既不适用于高负荷密度的、大型的公共建筑，也不适合于集合住宅小区，较适用于低密度的独栋住宅、酒店，以及有足够场地的小型公共建筑^[6]。以上的适用条件大大限制了地源热泵的应用和发展，而地源热泵作为一种节能和环保的空调形式是值得大力推广的，因此一个行之有效的解决办法就是引入复合式地源热泵系统。复合地源热泵系统利用辅助供热或辅助冷却装置来满足高峰负荷，在维持土壤热平衡的同时，降低了系统的初投资，提高了系统的经济性和运行的可靠性。

1.2 研究现状

1.2.1 地源热泵的发展现状

地源热泵的应用最早可追溯到 1912 年瑞士人 H.Zoelly 提出的关于利用地下水作为热源的专利。在二十世纪四十年代，Robert C. Webber 建立了第一个地源热泵系统为房间供暖^[7]。1946 年，在美国，地源热泵系统首次成功应用到了大型商业建筑中^[8]。之后的一段时间里，由于地源热泵的初投资较高，当时的能源价格低廉等多种因素，人们对地源热泵的研究较少。1973 年欧美等国家的能源危机问题使得人们重新将目光投向了地源热泵系统。美国从 1977 年开始，重新对地源热泵系统进行大量研究，并且得到了政府的大力支持。此后，地源热泵在欧美等国开始得到了大规模的推广和应用。

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，地源热泵在这些国家主要是以解决采暖问题而发展起来的^[6]。在过去的 10 年中，大约 30 个国家的地源热泵年增长率达到了 10%^[9]，其中美国和欧洲的增长速度最快，其它国家如日本和土耳其也正在积极发展地源热泵产业。根据国际数据，到 2007 年底，有超过 280 家公司和机构从事地源热泵的制造和建设，地源热泵工程数量超过了 5000 个，占地面积至少有 8000 万平方米^[10]。

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，地源热泵的市场容量增长速度每年都保持在 10% 以上，2007 年的地源热泵市

场容量首次突破 10 亿元, 2009 年我国地源热泵的市场容量为 17 亿元人民币左右, 与 08 年相比, 同比增长 13%, 其中小型机组达到 7 亿元, 占百分比为 58%^[11]

我国的地源热泵工程规模普遍比国外的大, 国外大部分都集中在 1 万 m^2 以下, 我国 10~30 万 m^2 的工程很多, 而且建设规模有越来越大的趋势。工程越大对地下环境的要求越高, 有些工程把成百上千的埋管换热器集中布置在一块地方, 长期运行后, 在中间部位的换热器的换热能力大大下降, 从而影响整个地源热泵系统的效率, 甚至导致系统的瘫痪。因此, 项目太大的工程, 宜分片布孔, 独立进行多个室外设计, 保证地源热泵系统长期有效运行。

1.2.2 埋管换热器的研究现状

埋管换热器是地源热泵系统设计的核心内容, 也是理论研究的重点和难点。埋管设计涉及到埋管形式、管材、管径、管深、竖井个数及管间距的确定。根据埋管方式不同, 埋管换热器可分为水平埋管和垂直埋管两大类, 而垂直埋管又有套管和 U 形管之分。

埋管换热器的整个传热过程实际上是一个复杂的非稳态传热过程, 影响因素很多。诸如土壤的热物性、含水量、土壤温度、埋管材料、管径、管内流体的物性、流速等都对埋管换热器的传热产生影响^[12,13]。

目前, 国外采用的研究方法都是以钻孔壁为界将埋管换热器的传热分为两个区域。以 U 形管为例, 在钻孔外部, 由于 U 型埋管的深度远大于钻孔的直径, 因而 U 型埋管通常被看成是一个线热源或线热汇(包括无限长线热源和有限长线热源模型等), 从而对 U 型埋管在钻孔外的传热进行分析; 而在钻孔内部, 包括回填材料、管壁和管内传热介质, 与钻孔外的传热过程相比较, 由于其几何尺度和热容量要小得多, 而且温度变化较为缓慢, 因此在运行数小时后, 通常可以按稳态传热过程来考虑其热阻^[14]。因此描述埋管换热器传热模型需要分析钻孔外部的热传导和钻孔内部的热传递过程。

目前描述钻孔外部的热传导的方法有很多, 总体来说可以分为解析方法和数值方法。所谓解析方法就是对实际传热过程进行简化假设, 根据传热方程得出方程的解析解, 然后对理论计算结果进行一定的修正。利用解析方法来求解钻孔外部的热传导的常用理论有无限长线热源理论、圆柱热源理论和有限长线热源理论。数值求解方法是以离散数学为基础, 以计算机为工具的一种求解方法。首先通过一系列的假定和简化, 确定导热微分方程及钻孔的边界条件和初始条件, 采用有限差分法(或有限元法)对导热方程进行离散即可确定钻孔壁的温度分布, 进而得到单位长度钻孔的传热量等参数。利用数值方法来求解钻孔外部的热传导的常用理论有短时间步长模型、DST 模型、瞬态有限元模型和三维非

结构化有限容模型。Eskilson 模型结合解析方法和数值方法，把温度场对时间的响应拟合成了一个无量纲温度响应因子 g -函数，但该方法仅适用于时间不长大于 6 小时的情形^[15]。

钻孔内部的热阻对埋管换热器的性能有较大的影响，一般来说由回填料的热物性和钻孔流动通道的布置决定。描述钻孔内部传热过程的模型有一维、二维、及三维传热模型。一维传热模型将 U 形管等价于单管^[16]，把钻孔内部的导热简化为一维导热；二维传热模型忽略岩土和钻孔的回填材料中的轴向导热，将问题简化为横截面中的二维导热^[17]；基于二维传热模型，有学者提出了三维传热模型，其考虑到了流体沿钻孔深度方向的温度变化^[18]。为了保持模型的简易，仍忽略回填料轴向的导热。因此三维传热模型比二维传热模型增加了循环流体的能量平衡方程，此方程可以用拉氏变换来求解，对于对称布置的 U 形埋管，Diao 等人对两管中的温度曲线做了阐明^[19]。

1.2.3 复合式地源热泵的发展现状

(1) 国外的发展现状

国外从 20 世纪 90 年代开始这方面的研究，其研究内容主要集中在复合式地源热泵系统的设计，辅助散热装置对系统的影响和其容量的确定，复合式地源热泵系统的经济性分析及系统仿真与运行策略的研究等方面。

复合式地源热泵系统设计方面的研究相对较多，1995 年，ASHRAE 首次阐述了复合式地源热泵系统与传统的地源热泵系统相比，在减少初投资和埋管占地面积要求方面的优势。同时提出了对于以冷负荷为主导的建筑，复合式地源热泵系统的设计程序，并且提供了一系列的综合指导方针，使得附加的散热装置与原地源热泵系统一体化^[20]。在第二年，Gilbreath 针对一个办公建筑的复合式地源热泵系统做了更加详细的研究，提出了一些设计复合式地源热泵系统的建议，并试图通过对能耗、负荷需求及环路温度等的测量来建立一个检测系统性能的方法^[21]。

辅助散热装置是复合式地源热泵系统的一个重要组成部分，其设计容量和控制方法对系统的运行有很大的影响。1997 年，Kavanaugh 和 Rafferty 研究了附加的散热装置对复合式地源热泵系统运行的影响，他们建议附加的散热装置的规格应该参照设计条件下的峰值负荷，而它的额定容量应该根据冷热负荷之差来计算^[22]。1998 年，Kavanaugh 对设计辅助散热装置容量的方法进行了修订，修订方法提供了以限制钻孔中热积累为依据而平衡土壤中传热的方法。作者得出结论说：复合系统的经济价值在冷负荷占优势的温热地区更加明显^[23]。

1998 年，Singh 与 Foster 以两个实际运行的复合式地源热泵系统为例，对

其经济性进行了探索研究。结果显示：复合式系统相对单独的地源热泵，虽然在运行与维修费用上略高，但相比其节省的初投资来说要小得多，总经济性明显^[24]。

对于一个复合式地源热泵项目而言，采用不同的设计方法，或不同的运行策略，对系统的运行特性及其能耗都有很大的影响，因此有必要对各种方案进行比较择其最优，而仿真软件正好解决了这一难题。近年来，人们越来越关注复合式地源热泵系统仿真方面的研究。2000年，Yavuzturk 和 Spitler 提出了一套系统仿真的方法，他们针对一栋小型办公建筑，采用短时间步长温度响应因子埋地盘管模型，以 TRNSYS 为平台，来比较复合式地源热泵系统运行中，不同运行策略的优缺点^[25]。2001年，Chiasson 等以文献[25]中得出的最佳运行策略为基础，采用系统模拟的方法对以浅水池作为辅助散热装置的混合式地源热泵系统的优化设计进行了探索性研究^[26]。

(2) 国内的发展现状

国内在复合式地源热泵系统方面的研究起步较晚，而且重点主要集中在复合式地源热泵系统的实验研究、复合系统的设计及系统仿真与控制方法等方面的研究。

国内对复合式地源热泵系统的研究是从实验研究开始，2005年，河北工程学院的孙培杰和王景刚结合河北工程学院地源热泵实验室条件，利用系统循环性能分析和运行能耗分析等方法，从初投资、系统性能、能耗及设计实现技术方面讨论了地源热泵复合系统的可行性。建立了一套地源热泵复合系统的实验装置，并实现了整个系统的计算机自动采集与数据处理^[27]。2010年，合肥工业大学建筑设计研究院的张勇，陈正顺结合某具体复合式地源热泵实验，分析出基于全年埋管换热器“热平衡”的不同类型建筑应用复合式地源热泵的控制方法和控制参数^[28]。

系统设计是复合式地源热泵系统研究的重要方面，2007年，青岛理工大学的张义林、周恩泽等人分析了埋管换热器的设计要素，综合考虑当地地质条件及冷热负荷的特点，设计了复合式地源热泵系统。采用了埋管换热器满足热负荷，辅助冷却装置补偿冷负荷的方案^[29]。

国内在复合式地源热泵系统仿真方面的研究还较少，2005年，河北工程学院的孙培杰等在已有的复合式地源热泵系统研究的基础上，建立了基于圆柱源理论的耦合热泵机组、埋管换热器特性和冷却塔的运行特性模拟模型。2010年，香港工业大学与河北工业大学的满宜，杨洪兴和王景刚等人针对香港地区夏热冬暖的气候特点，通过建立复合式地源热泵系统的逐时仿真模型对其性能进行研究，以找出最佳的运行和设计参数^[30]。

综合上述现状分析，对于复合式地源热泵系统的设计及其经济性等方面，国内外已有较多的理论分析与实验研究，近年来系统仿真与运行策略方面的研究逐渐增多。虽然国内对复合式地源热泵系统的研究起步较晚，但是随着地源热泵的不断推广，越来越多的人开始关注这方面的研究，复合式地源热泵系统在我国将会有广阔的发展前景。

1.3 本文研究目的和主要内容

在夏热冬冷地区，若由地源热泵系统承担所有的空调负荷，大多数情况下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运行。

本课题研究的目的是针对夏热冬冷地区制冷负荷为主的特点，通过研究冷却塔+地源热泵的复合式系统的运行特性和影响土壤热平衡的各种因素，明确土壤的热平衡问题，通过比较不同设计方法下的各种运行策略，针对不同情况给出能够实现复合式地源热泵系统持久高效运行的较优方案。

本课题的主要研究内容如下：

首先，利用生态园实验台获得地埋管设计所需的各项参数，在实测参数的基础上，利用模拟软件 TRNSYS 搭建复合式地源热泵系统的仿真模型。

第二，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，研究诸如钻孔间距、钻孔深度、土壤导热系数、回填料导热系数、冬夏累计负荷比和项目规模等因素的影响规律，从而进一步明确土壤热平衡问题，实现量化分析。

第三，在系统特性研究的基础上，针对不同设计方案，提出复合系统的运行策略，并通过理论研究进行对比分析，以得出能够维持土壤热平衡的联合运行的较优运行策略。

第2章 复合式地源热泵系统仿真模型

2.1 地源热泵仿真研究现状

国内外有很多软件可用于模拟地下埋管换热器的传热过程，下面对常用的模拟软件做简单的介绍和对比。

2.1.1 常用模拟软件简介

(1) Geostar

Geostar 是由中国开发的设计和模拟 GHE 的软件，这个软件能够在给定的设计条件下，如建筑负荷、土壤热物性、钻孔布局及热泵运行特性，设计埋管换热器使其达到用户指定的最小和最大热泵进口流体温度^[31]。

软件中的埋管换热器模型由两部分组成，分别是钻孔外部的热传导和钻孔内部的热传递，其用半无限大介质中的有限长线热源理论描述钻孔外部的热传导，在钻孔内部，用考虑沿钻孔深度方向温度变化的三维传热模型来计算流体温度^[32]，两部分模型通过钻孔壁联系起来。除此之外，对于多个钻孔的情况，建模的过程中用到了空间迭加原理，通过连续瞬态迭加来确定系统的任意制热和制冷负荷。

(2) GEOEASE II

GEOEASE II 利用为法国电力公司 (EDF) 开发的专属地热换热器模拟软件。在钻孔内部，利用相关关系式计算等价稳态钻孔热阻，对于单一钻孔而言的钻孔壁与土壤温度的差异利用圆柱热源理论计算。这个方法利用热响应因数来获得由于其它钻孔的热干扰所带来的钻孔壁的平均温升，利用有限长线热源理论来描述热响应因数的生成。

(3) TRNSYS

TRNSYS 中的埋管换热器模型是 DST (Duct Ground Heat Storage) 模型，其应用组件称为“Type 557”。DST 模型最初用来模拟地下热存储系统，其与埋管换热器模型非常的相似^[33]，因此 DST 模型也被广泛应用于地源热泵系统的模拟中。DST 模型利用空间重叠法来获得土壤中的温度分布，其主要包括以下三个部分：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。

(4) HVACSIM+, EnergyPlus 及 eQuest

这三个软件都是对 Eskilson 地埋管换热器模型的扩展, 基于对具体地埋管换热器的几何预计算的响应函数, 即“g-functions”。对于有限长的单个钻孔, Eskilson 模型用数值有限差分法来获得二维系统(径向-轴向)的温度分布; 模拟多个钻孔时, Eskilson 模型利用迭加原理来获得温度响应。这个方法的缺点在于费时, 而且很难直接并入设计和实际应用的能耗分析程序中, 因为 GHEs 的“g-functions”具有不同的配置, 必须经过预计算并储存于一个庞大的数据库程序中。

HVACSIM+模型最初用的是 Yavuzturk 和 Spitler 在 1999 年提出的二维有限容模型, 但是在 2006 年, Xu 和 Spitler 利用径向的一维有限容模型简化了计算, 只要钻孔内的材料物性与实际钻孔热阻相匹配, 利用简化模型可以得到在可接受精度范围内的解。

EnergyPlus 是常用的建筑能耗模拟软件, 也可以用来模拟地源热泵系统^[34]。EnergyPlus 中的地埋管换热器模型仍然是用 Eskilson 模型中的“g-functions”来模拟逐时热流响应, 而且还包括一个有效的可变时间步长的负荷计算程序^[35]。

另一个建筑能耗模拟软件 eQuest 在其模拟引擎 DOE-2 基础上进行功能增加, 方便了地源热泵系统的设计和能耗分析^[36]。基于“g-functions”运算法则的竖直埋管换热器模型, 可在 eQuest 中的创建几何模型的 Wizard 模式下设置。

这三个软件都采用有效稳态钻孔热阻来计算钻孔内部的实际传热。总的来说, 这三个相似的埋管换热器模型, 都利用了建筑能耗模拟程序功能广泛的优势, 可以方便的计算建筑冷热负荷, 使得地源热泵空调系统的设计和能耗分析更加便利。

2.1.2 模拟软件对比研究

Spitler 与 Cullin 等人对这几种常用的模拟软件进行了分析比较^[37], 分别采用这 6 种模拟软件模拟了 3 个钻孔和 196 个钻孔两种埋管换热器的传热情况。对于 3 个钻孔的埋管换热器而言, 钻孔逐月平均出口流体温度变化如图 2.1 所示, 该模拟工况初始温度为 17.3℃, 钻孔热传输率为定值。由图可知, 在夏季制冷期间, 所有模型对出口流体温度的预测误差都在 1℃ 范围内, 只有 HVACSIM+ 预测的误差最大, 达到了 2℃。在过渡季和制热期间误差相对较小。

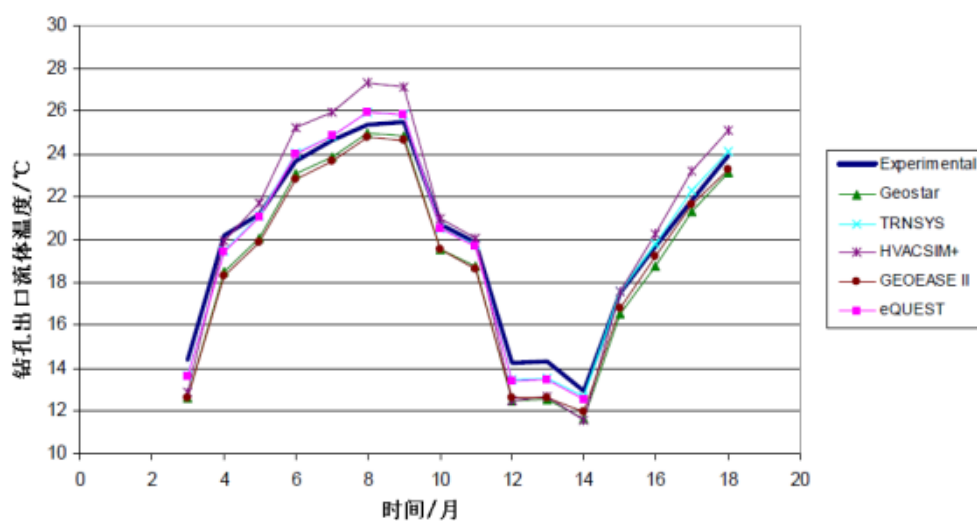
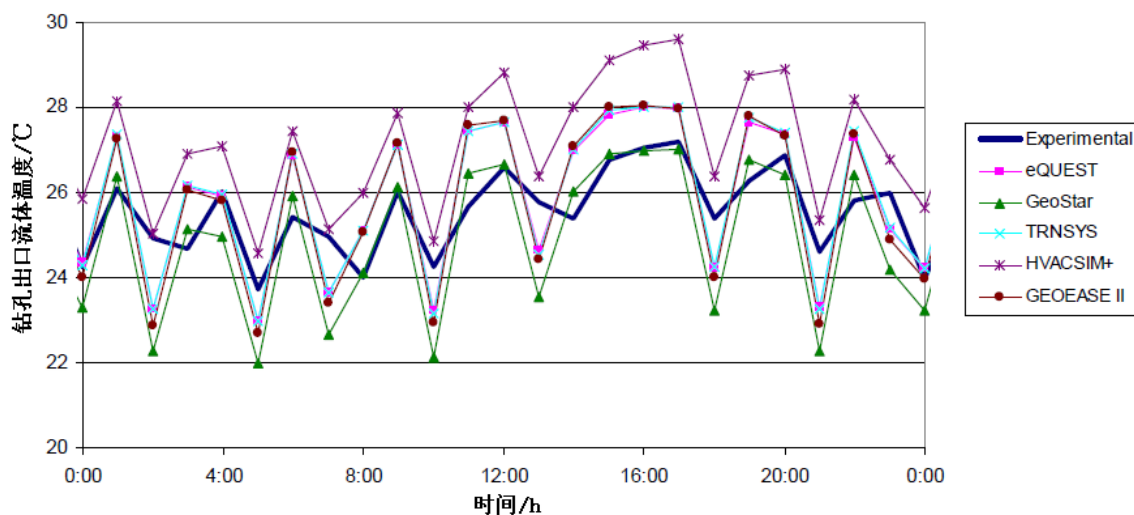
图 2.1 钻孔逐月平均出口流体温度^[37]图 2.2 某一夏季典型日钻孔出口流体温度^[37]

图 2.2 是某一夏季典型日的钻孔出口流体温度，埋管换热器与单台热泵机组相连，全天的温度波动反映了热泵机组的起停循环，所有的模型都显示着比实际更高的波动幅度。当逐时步长与热泵起停周期不一致时，比较很可能会非常复杂。因此有必要在比较时采用更短的时间步长来确定由于简化而造成的偏差。

此外，针对 196 个孔的埋管换热器的模拟结果如图 2.3、图 2.4 所示，初始温度为 16.67°C，埋管换热器有意设计的偏小一些，以使得模拟预测的差异更加显著。图 3.3 中给出了热泵年平均进口流体温度变化曲线，所有模拟软件的结果显示埋管的平均出口流体温度在逐年升高，但是不同的模型对系统长期连续运行时温升的预测差异较明显，这一点从图 2.3、图 2.4 所示的第 20 年

时热泵逐月平均进口流体温度变化曲线也可以看出。

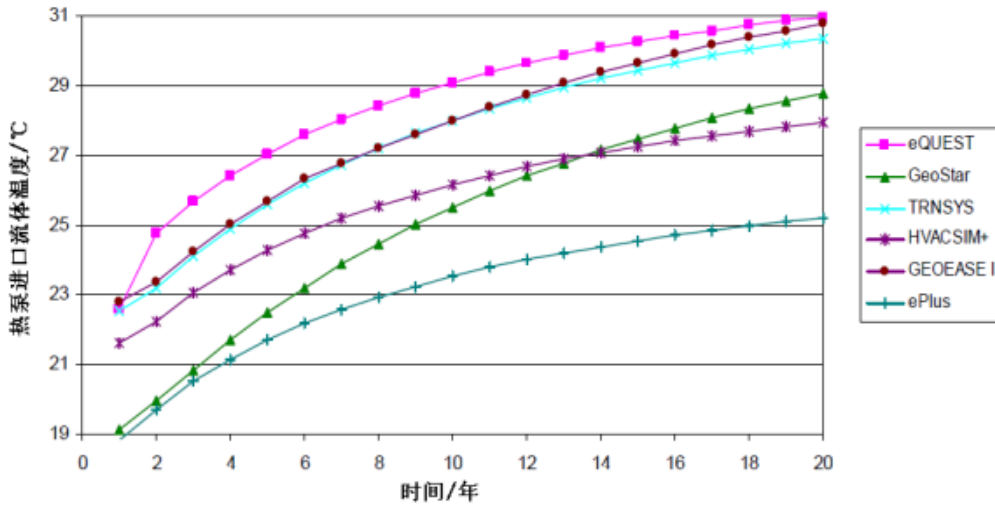


图 2.3 热泵逐年平均进口流体温度^[37]

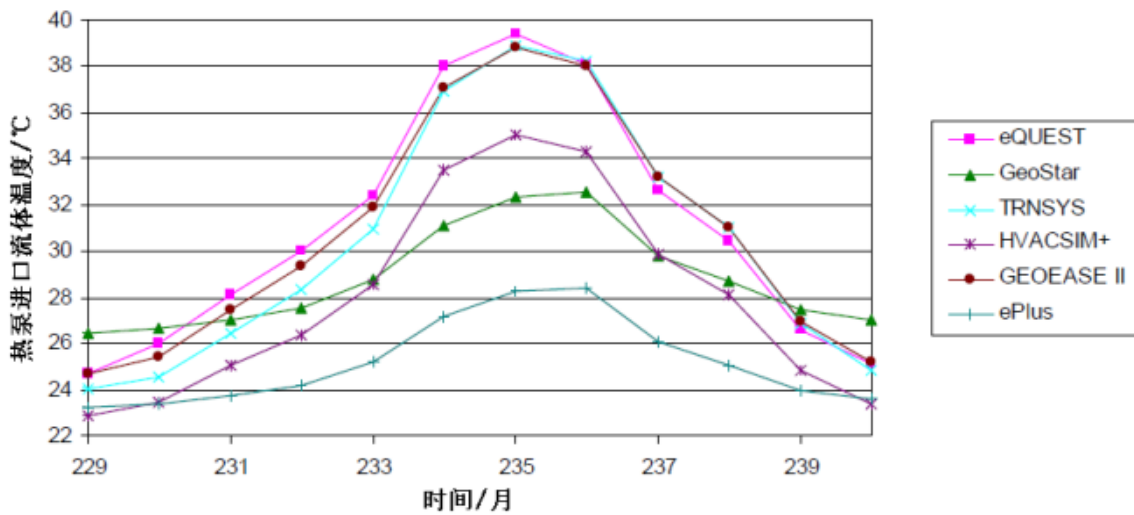


图 2.4 第 20 年时热泵平均进口流体温度^[37]

经比较分析，6 种模拟软件模拟结果差异较大的原因可能有以下几个方面：

- (1) 对于 3 个钻孔的比较，存在模型的假设条件和现实状况的差异，模型的一些假设条件并没有完全真实地反映现实状况，比如：土壤热物性均匀且不随温度的变化而变化；忽略地下水的流动；忽略沿埋管轴向的传热，只考虑径向的一维导热等。

- (2) 对于 196 个钻孔的比较，造成误差的主要因素是各软件所基于的数学模型不同、边界条件和单个埋管多个传热过程的叠加假设也不同。

- (3) 在建模的过程中用户的输入，模型的搭建和调试，模拟结果的处理都可能导致最终结果的差异。

由此可见，理论模拟如能结合到现场实验研究，对于地源热泵系统的设计和运行都具有更高的指导意义。

2.2 复合式地源热泵实验台的设计与搭建

2.2.1 工程概况

本项目位于上海市同济大学的新奥生态园区，该建筑设计为办公与学生实验用楼，如图 2.5 所示。以环保和节能为特点，建立了冷却塔辅助地源热泵系统。该建筑占地面积 238m^2 ，总面积 476m^2 ，其中空调面积 382m^2 。底层层高 3.5m ，二层层高 3.35m 。



图 2.5 生态园实验台外观图

2.2.2 负荷计算

该建筑位于上海，参考《空气调节设计手册》得，夏季室外空气计算参数：干球温度 34°C ，湿球温度 28.2°C ，日平均干球温度 30.4°C ，平均日较差 6.9°C ，平均风速 3.2m/s 。

室内设计参数为：

夏季：空调设定温度 26℃，相对湿度 60%，风速小于 0.5m/s；

冬季：空调设定温度 16℃，相对湿度 40%，风速小于 0.2m/s。

空调区域的夏季设计冷负荷计算，宜按不稳定传热分别计算各种热源引起的负荷，采用冷负荷系数法进行计算。建筑围护结构与灯光、设备、人员负荷参数如表 2.1 所示。

表 2.1 模型围护结构与负荷参数

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

各房间的空调使用时间一致，新风由屋顶的新风井引入到空调箱，与回风混合后，经处理送入室内，新风比 10%，采用露点送风的方式。不考虑风系统引起的冷量损失，空调系统的计算冷负荷应等于室内冷负荷与新风冷负荷之和，经计算，空调设计冷负荷 60kW。

热负荷根据概算指标法，折算到每 m² 空调系统所需的供热系统的负荷值，根据《实用制冷与空调手册》表 6-18 查得负荷概算指标。本建筑的类型属于办公楼性质，所以冬季采暖概算指标取 60~80W/m²，有外窗的房间取 75W/m²，四面都是内墙的房间取 65W/m²，其余房间均取 70W/m²。将负荷概算指标乘以建筑的采暖面积，即可得到供热系统的总负荷估算值，经计算为热负荷 23.4 kW。

冬夏季冷热负荷比为 2.56:1，不平衡度较大，经分析主要有以下几个原因：首先，根据使用要求及设计标准，冬季房间室内设定温度为 16℃，设定温度较低，导致热负荷较小；其次，实验室的设备较多，散热量大，在一定程度上增加了夏季冷负荷，较少了冬季热负荷；再次，外围护结构采用的是花岗岩，传热系数较大，且没有做保温，因此围护结构性能较差，负荷较大。

2.2.3 空调系统设计

空气侧采用一次回风变风量空调系统，风系统流程图如图 2.6 所示。

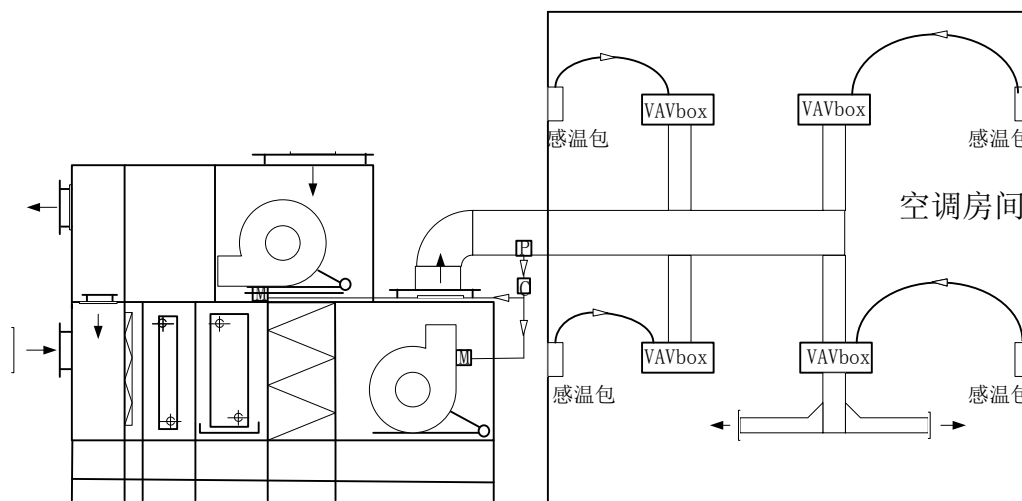


图 2.6 风系统流程图

该风系统将同时采用两套控制：

1、房间温度控制：首先通过感温包感知房间温度，并将温度信号传递给控制器，控制器将感知的温度信号与房间设定温度进行对比，进而控制 VAVbox 的开度来控制风量。

2、风道静压控制：本系统采用定静压控制，通过安装在风道中的静压传感器测得风道的静压值，并将压力信号传递给控制器，控制器将此压力信号与静压设定值进行对比，进而将控制信号传送给变频器，通过变频器来控制风机的转速。

经计算一层风管静压值 85.7pa，二层风管静压值 83pa，计算过程见附录 3。空调风管静压传感器可选用 JK-8166 变送器，量程 0-100Pa（单向），供电电压 24V AC，输出信号 0-10VDC。

水系统有三个环路：地埋管换热器侧水环路、冷却塔水环路、负荷侧水环路，如图 2.7 所示。利用四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，冷却水环路通过地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，冷却塔水环路通过冷却塔向空气中释放热量来降低循环水温度，再通过水水换热器降低地埋管换热器的进水温度。

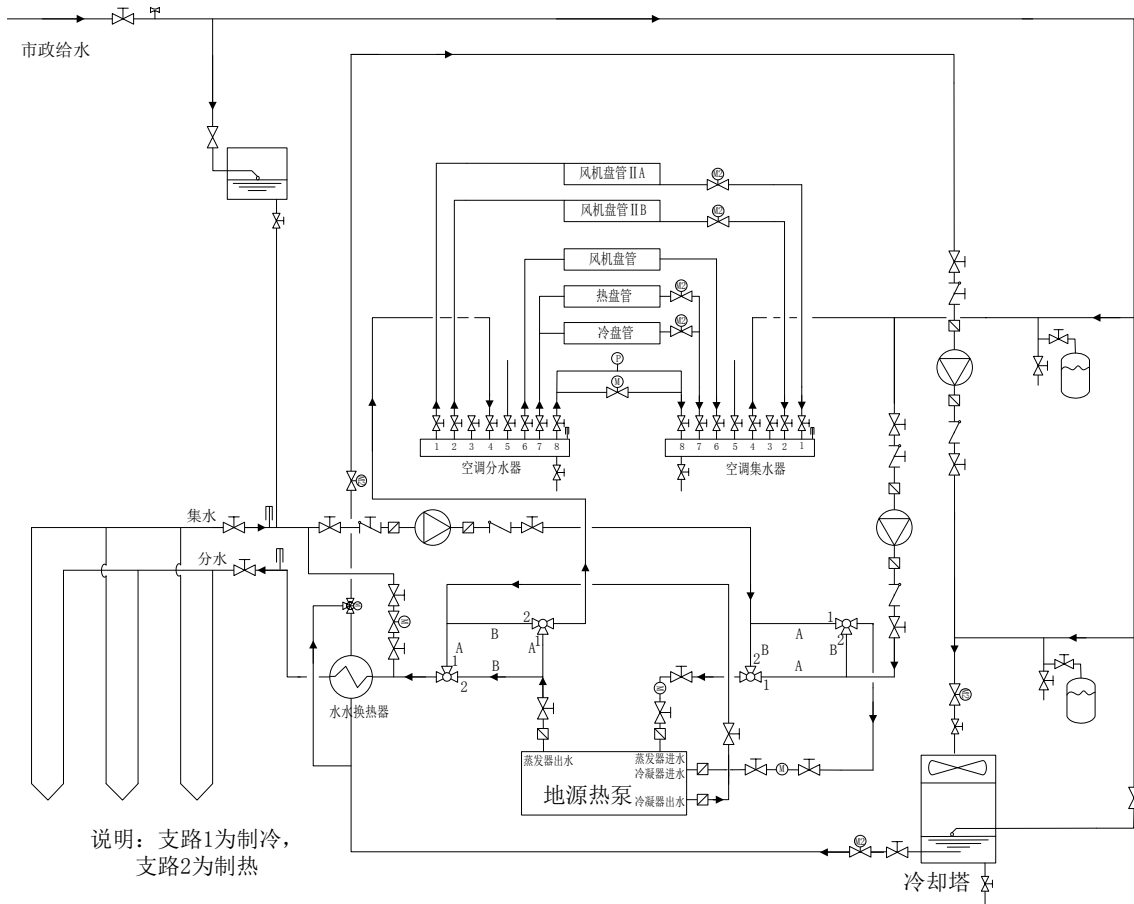


图 2.7 水系统流程图

建筑冷负荷和新风负荷总计 60kW，考虑机组本身和介质在泵、风机、管道中升温及泄露的损失，取 1.1 系数，制冷系统总制冷量取 $60 \times 1.1 = 66 \text{KW}$ 。取冷冻水进出口温度为 $12^\circ\text{C}/7^\circ\text{C}$ ，则冷冻水流量为 $11.3 \text{m}^3/\text{h}$ ，经计算埋管侧的水流量为 $16 \text{m}^3/\text{h}$ 。据此选择螺杆式水水热泵机组，型号：RS1LG100/Y，能量调节 100%-66%-33%-0。

夏季室内空调设定温度 26°C ，相对湿度 60%，冬季室内空调设定温度 16°C ，相对湿度 40%，采用全空气一次回风露点送风的方式，经计算得总风量为 $12000 \text{m}^3/\text{h}$ ，其中新风 10%，所需机外余压 900pa。根据以上参数定制空调箱，机组型号 ZK-12W (4+2)，双层布置，送风与回风均采用变频风机。对水环路进行水力计算，并进行阻力平衡计算，根据流量与扬程选择水泵，各设备参数如表 2.2 所示。

表 2.2 设备参数

设备	型号	制冷/热能力 (KW)		流量 (m ³ /h)		功率 (KW)	
		制冷	制热	蒸发侧	冷凝侧	制冷	制热
地源热泵	RS1LG100/Y	105	126	12.9	16.1	22	29
		34.9		6		0.75	
冷却塔	TCT-25R	34.9		6		0.75	
冷冻水循环泵	TP65-90	H=8.9mH ₂ O		14.2		0.75	
冷却水循环泵	TP32-460	H=32mH ₂ O		18.5		4	
冷却塔循环泵	TP32-120	H=5.7mH ₂ O		9.6		0.55	
板式换热器	BRO.12-0.6-11-E	K=4684W/m ²		cold water	hot water	F=11m ²	
				8.65	8.65		
空调箱	ZK-12W(4+2)	CHW=13.3m ³ /h HW=8.3m ³ /h		送风	回风	送风	回风
				12000	12000	5.5	3
VAVbox	YMF-200-1-0-B3	最小风量 30%		1000		方形	
	YMF-315-1-0-B3			2000			

2.2.4 地埋管设计

(1) 土壤物性参数

地源热泵地下埋管换热器处于地壳的浅层地表土中,土壤的类型、热特性、热传导性、密度、湿度等对地源热泵系统的性能影响较大。据地质钻探知上海地区的浅层是以黏土、亚黏土及粉砂为主的软土,属于第四纪沉积且土壤潮湿,地下水位高,是埋管系统较合适的土壤类型。

岩土体的导热系数、比热容等参数是地埋管换热器设计的重要参数,一般通过现场热响应测试和室内试验取得,本项目中各地层的土壤导热系数如图2.8所示。

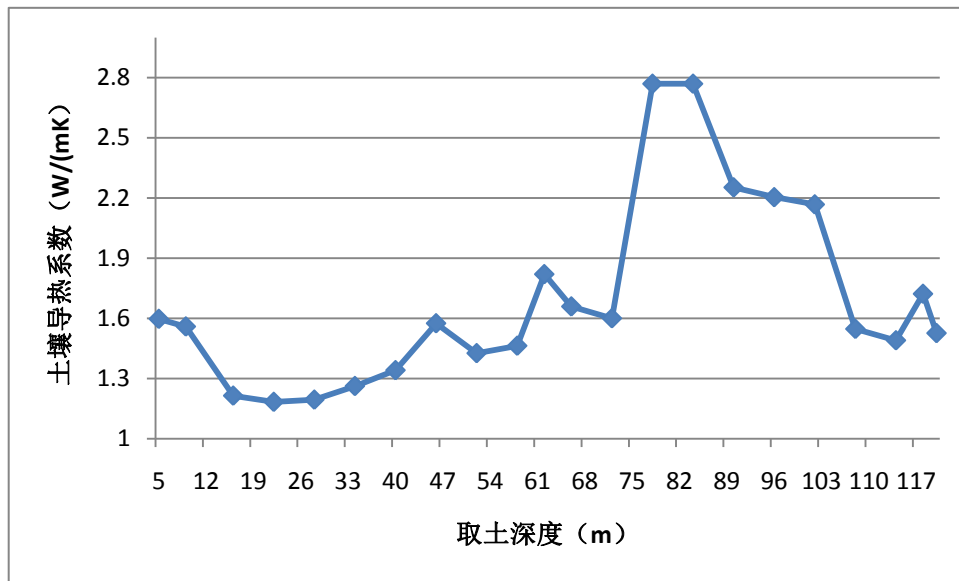


图2.8 各地层土壤导热系数

(2) 初始地温

地壳上部的温度分布，主要受控于两个方面的热量影响，一是太阳的辐射热，二是来自地球内部的热量。根据地壳表层 3km 以内这段地温观测资料的综合研究，地壳中地温分布大体可分为三个带：变温带、常温带和增温带。

①变温带：主要指靠近地表最上层的部分，这一段的地温主要受到太阳辐射的影响，其随着日变化、季节变化、多年变化乃至世纪变化而变化，因此又称之为变温带。影响变温带深度为：日变温带深度为 1~2m，年变温带深度在 15~20m。

②常温带：指变温带以下的地壳，在一定的深度内太阳辐射影响逐渐减弱至最极限，已经不能使地温再发生变化的地带。这一带的厚度很薄，它的明显特点是地球内部热能与上层变温带的影响在这个区域内处于相对平衡。一般常温带的温度要比当地多年年平均气温高出 1~2℃。

③增温带:指常温带以下的地壳，主要是受地球内部热能影响的地带，又称为内热带。增温带的温度随其深度而增加。一般来说温度是朝向地球中心方向稳定递增的，但延伸到一定深度后，温度增幅逐渐减缓。石油、天然气的钻井工作表明，每增加 100m，地层温升一般为 2~5℃。因此，绝大部分地区的平均增温率定为每百米增加 3℃^[38]，且地壳的增温率延伸到一定深度后，其增温幅度自上而下逐渐减小。

根据上海地矿院的测试结果，上海地区 100m 之内土壤的平均初始地温在 18.6~19.7℃之间，本项目中的土壤温度随深度变化情况如图 2.9 所示。

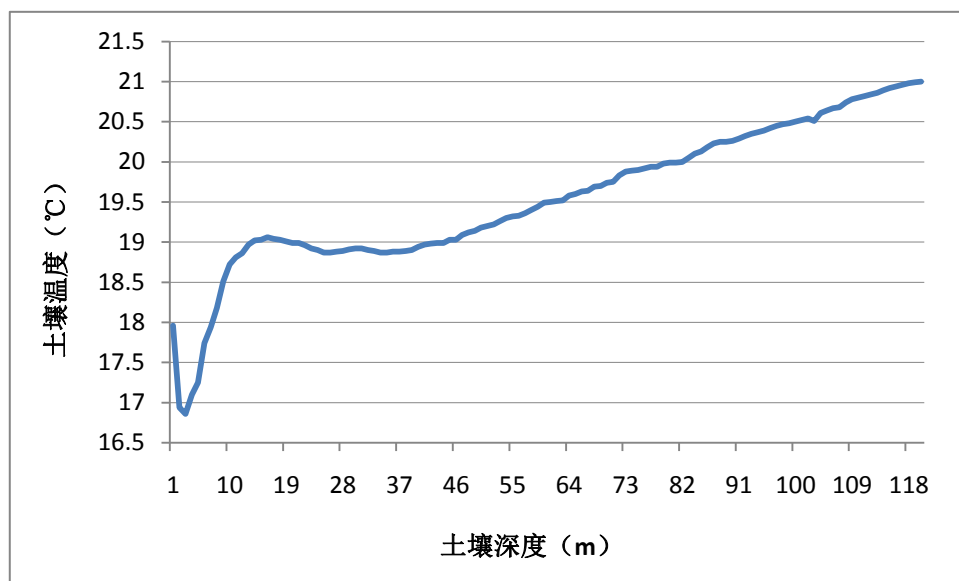


图2.9 土壤温度随深度的变化曲线

(3) 渗流的影响

竖直埋管的深度通常在 52.5~175.0m 之间^[39], 在这么深的地层内, 或多或少都存在地下水的渗流, 尤其是沿海地区或地下水丰富的地区。地下水的渗流或流动, 有利于地埋管换热器的传热, 有利于减弱或消除地埋管换热器吸放热不平衡的现象, 进而能够减少地埋管换热器的设计容量。

在水力梯度相同的条件下, 砂砾和粗砂层中的渗流速度最大。当结构层中的颗粒减小为粉砂时, 渗流速度可减小 4 个数量级; 对于粘土层, 渗流速度还要再降 3 个数量级。渗流对地埋管换热器传热的影响主要取决于渗流的速度, 根据本项目的岩土物性测试结果 (见附录 2), 地质状况 78m 以上主要是粘土, 78~90m 成分为细砂, 90~102m 成分为粉砂, 只有 102~108m 的成分为粗砂, 108~120m 的成分仍然主要是粘土。因此在本项目中, 83 米以上的土层成分主要是粘土, 渗流速度很小, 忽略渗流的影响所引起的误差很小。

通常情况下, 把地下水渗流对地埋管换热器传热的影响忽略不计将导致偏于保守 (因而是偏于安全) 的设计, 而且在大多数水文地质条件下, 这种渗流的速度都非常小。因此, 除了在像砂砾层和砂土层中这种可能有较显著渗流的情况下, 这种地下水渗流对地埋管换热器传热的影响常常可以忽略不计。

(4) 地埋管换热器的换热能力

地埋管换热器的换热过程是一个非稳态的传热过程, 其涉及的物理过程复杂, 影响因素繁多。首先, 地热换热器的传热系数和传热温差 (循环液的平均温度与其周围土壤岩土温度之差) 是随着时间和空间而变化的; 其次, 换热器

的结构布置和换热负荷对热交换能力有明显的影响；再次，在换热量一定时，循环液进出口温度的设定，对地热换热器换热能力、热泵机组的性能系数等有很大的影响。

对于埋管的长度，目前多数设计者采用施工前打实验井测试单位长度埋管的冷却/加热能力，测试时间最多维持数日，然后用峰值冷负荷/热负荷导出峰值排热/吸热量除以管长测得的单位长度埋管的冷却/加热能力，取两者较大值乘以一定的安全裕量就作为设计埋管长度。

根据地矿院提供的估算指标，建议夏季单位井深换热量建议取为 60W/m，冬季单位井深换热量建议取为 40W/m。

(5) 埋管换热器概况

本项目共设计有 21 口竖直埋管换热井和 15 口监测井，地下换热器管路采用并联连接的方式，5 口井成一组，共 4 组，换热井 K1 单独一组。为保持各环路之间的水力平衡，采用同程式系统，换热孔具体参数如下：

设计孔深：K4、K5 孔深 125m；K1-K3 孔深 120m；K6-K11 孔深 100m；K12-K21 孔深 60m。

孔径：K1-K11、K17-K21 孔径为 150mm；K4、K12-K16 孔径为 200mm。

埋管形式：K12-K16 换热孔内采用单双 U 切换模式；其余换热孔均采用单 U 模式。

管材：U 型管采用聚乙烯（PE100），内径为 26mm，外径为 32mm，导热系数为 0.42 W/(m·℃)

回填材料：设计编号 K1~K11 及 K17~K21 换热孔采用黄砂：膨润土=7:3，水灰比为 0.5 的回填料进行回填，导热系数为 2.268W/(m·℃) 其余换热孔采用黄砂：膨润土：水泥=6:3:1、水灰比为 0.5，导热系数为 1.334W/(m·℃)。由于本系统设计的主要目的是用于实验，为了实现分组运行、对比分析等实验目的，本项目的埋管换热器容量设计的是偏大的。

2.3 利用 TRNSYS 搭建仿真模型

2.3.1 建筑模型设计

选取典型的地源热泵项目：空调设计冷负荷 300kW，热负荷 117kW，埋管侧土壤的物性参数均取自实验台的实测结果。考虑机组本身和介质在泵、风机、管道中升温及泄露的损失，取 1.1 系数，制冷系统总制冷量取 $300 \times 1.1 = 330\text{KW}$ ，选择某品牌的螺杆式水水热泵机组，型号：RS1LG330/Y。

下面计算最大释（吸）热量：

地源热泵系统实际最大释热量发生在与建筑最大冷负荷相对应的时刻，包括各空调分区内水源热泵机组释放到水中的热量（空调负荷和机组压缩机耗功）、循环水在输送过程中得到的热量、水泵释放到循环水中的热量。

最大释热量= \sum [空调分区冷负荷 \times (1+1/EER)]+ \sum 输送过程得热量+ \sum 水泵释放热量

$$Q_{\text{eject}} = Q_C * 1.1 * \left(1 + \frac{1}{\text{COP}_C}\right) = 300 * 1.1 * \left(1 + \frac{1}{4.8}\right) = 398.7\text{kW} \quad (2.1)$$

地源热泵系统实际最大吸热量发生在与建筑最大热负荷相对应的时刻，包括各空调分区内水源热泵机组从循环水中的吸热量（空调热负荷，并扣除机组压缩机耗功）、循环水在输送过程中失去的热量并扣除水泵释放到循环水中的热量。

最大吸热量= \sum [空调分区热负荷 \times (1-1/COP)]+ \sum 输送过程失热量- \sum 水泵释放热量

$$Q_{\text{absorb}} = Q_H * 1.1 * \left(1 - \frac{1}{\text{COP}_H}\right) = 117 * 1.1 * \left(1 - \frac{1}{4.35}\right) = 99.1\text{kW} \quad (2.2)$$

根据本项目估算指标，夏季单位井深换热量为 60W/m，冬季的单位井深换热热量为 40W/m。按照最大释热量来设计埋管换热器的长度，则埋管换热器的总长度为：

$$L_C = \frac{398.7 * 1000}{60/2} = 13290\text{m} \quad (2.3)$$

取钻孔深度 83m，则钻孔数量为：

$$n = \frac{13290/2}{83} = 80 \quad (2.4)$$

各设备与地埋管参数总结见表 2.3。

表 2.3 设备参数总结（地源热泵仿真模型）

设备	型号	制冷/热能力 (kW)		流量 (m ³ /h)		功率 (KW)		台数
		制冷	制热	蒸发侧	冷凝侧	制冷	制热	
地源热泵	RS1LG330/Y	330	396	56.5	80	68.8	91	1
		能量调节：无级调功。制冷标定工况：冷冻水回水温度 12℃，出水温度 7℃，冷却水回水温度 30℃，出水温度 35℃。						
地埋管循环泵	TP50-430/2	H=28mH ₂ O		40		5.5		2
负荷侧循环泵	TP65-110/4	H=7mH ₂ O		28.3		1.1		2
地埋管换热器	钻孔数量 80，钻孔深度 83m，钻孔间距 4m							

2.3.2 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，如：建筑物全年的逐时能耗分析；优化空调系统方案，预测系统运行费用；太阳能和光伏系统模拟计算；地源热泵空调系统模拟计算；地板辐射供暖、供冷系统模拟计算；蓄冷、蓄热系统模拟计算等。此外，运行于 WINDOWS 环境中的 TRNSYS 可以在线描绘和监测 100 多个系统变量，可以直接调用 EXCEL 和 MATLAB 的有关数据图形信息等。

最大优点是允许用户根据各自需要修改或编写新的模型并添加到程序库中。它不仅能对空调系统进行模拟和优化，还可进行建筑物的能耗分析和建筑热性能研究。

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个小系统(即模块)组成，一个模块实现某一种特定的功能^[40]。

2.3.3 主要模块简介

本文应用 TRNSYS17 来进行地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 中的其它组件相连接。

(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 中的地埋管换热器模型是 DST (Duct Ground Heat Storage) 模型，其最初用来模拟地下热存储系统，其与地埋管换热器模型非常的相似，因此 DST 模型也被广泛应用于地源热泵系统的模拟中。

DST 模型利用空间重叠法来获得土壤中的温度分布，其主要包括以下三个部分：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^[37]。

(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

2.3.4 模型介绍

在本文中首先利用 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 16℃和 26℃，空调系统的运行时间表如表 2.3 和表 2.4 所示：

表 2.3 空调系统年运行时间表

1月1日~3月31日	3月31日~5月15日	5月15日~10月7日	10月7日~11月18日	11月18日~12月30日
制热	过渡季	制冷	过渡季	制热

总计制热持续时间 3192h，制冷持续时间 3480h，过渡季持续时间 2088h。

表 2.4 空调系统日运行时间表

Hour	工作日	周六 周日	Hour	工作日	周六 周日	Hour	工作日	周六 周日
1	OFF	OFF	9	ON	OFF	17	ON	OFF
2	OFF	OFF	10	ON	OFF	18	ON	OFF
3	OFF	OFF	11	ON	OFF	19	OFF	OFF
4	OFF	OFF	12	ON	OFF	20	OFF	OFF
5	OFF	OFF	13	ON	OFF	21	OFF	OFF
6	OFF	OFF	14	ON	OFF	22	OFF	OFF
7	OFF	OFF	15	ON	OFF	23	OFF	OFF
8	ON	OFF	16	ON	OFF	24	OFF	OFF

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 2.10 为在 TRNSYS 中的空调系统结构图。

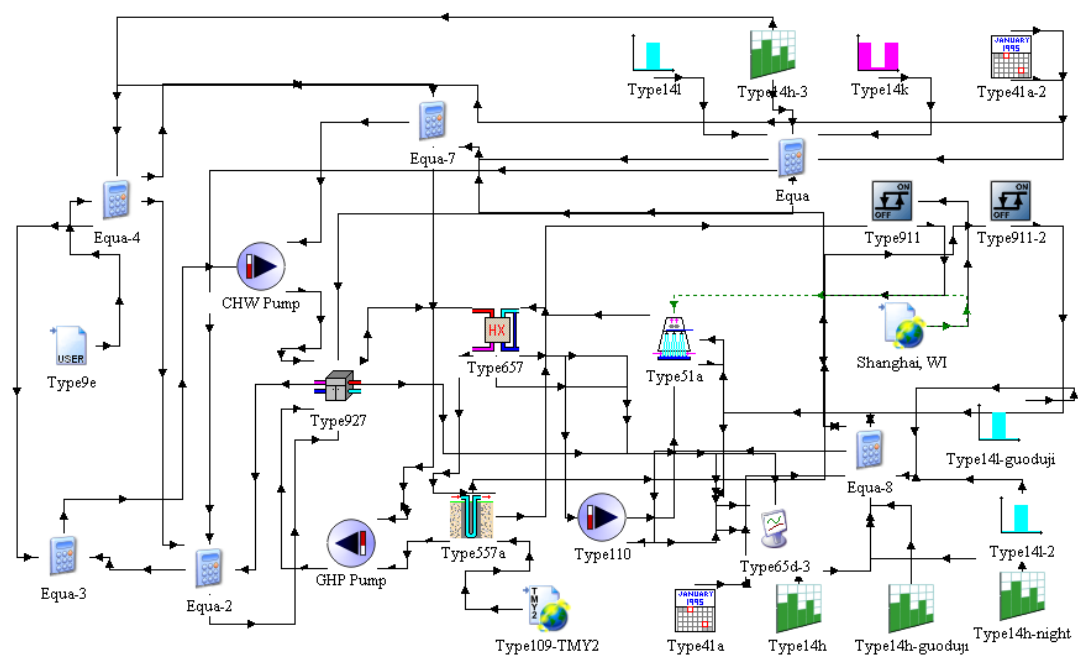


图 2.10 simulation studio 中空调系统结构图

第3章 地源热泵土壤热平衡的影响因素分析

地埋管地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：一是地埋管换热器构造，二是大地的传热性能。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，而且地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^[38]。钻孔以外岩土部分的传热热阻由两部分组成：一是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。二是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，下面将从钻孔间距、钻孔深度、土壤导热系数和回填料导热系数、冬夏累计负荷比和项目规模这几个影响因素出发，研究地源热泵长期运行的热平衡问题。

3.1 地源热泵长期运行性能分析

针对仿真建筑以及系统形式，本文在此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 3.1 所示。其峰值冷热负荷之比为 2.56:1，累计冷热需求之比为 1.93:1，经 TRNSYS 模拟计算得地埋管换热器的累积排热量与吸热量之比为 3.39:1，可见此建筑冷热不平衡度较大，地埋管换热器全年逐时排/取热负荷如图 3.2 所示。

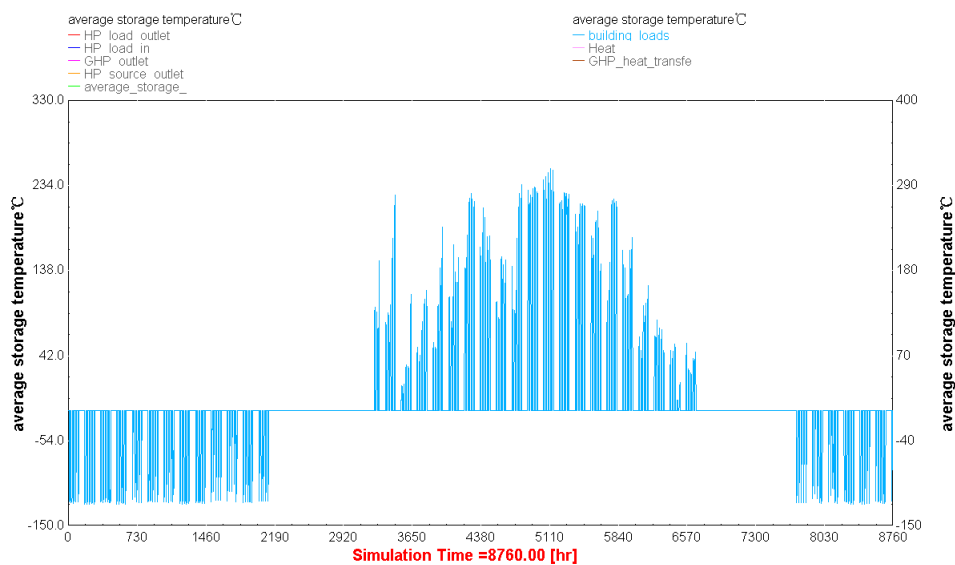


图 3.1 建筑全年逐时负荷

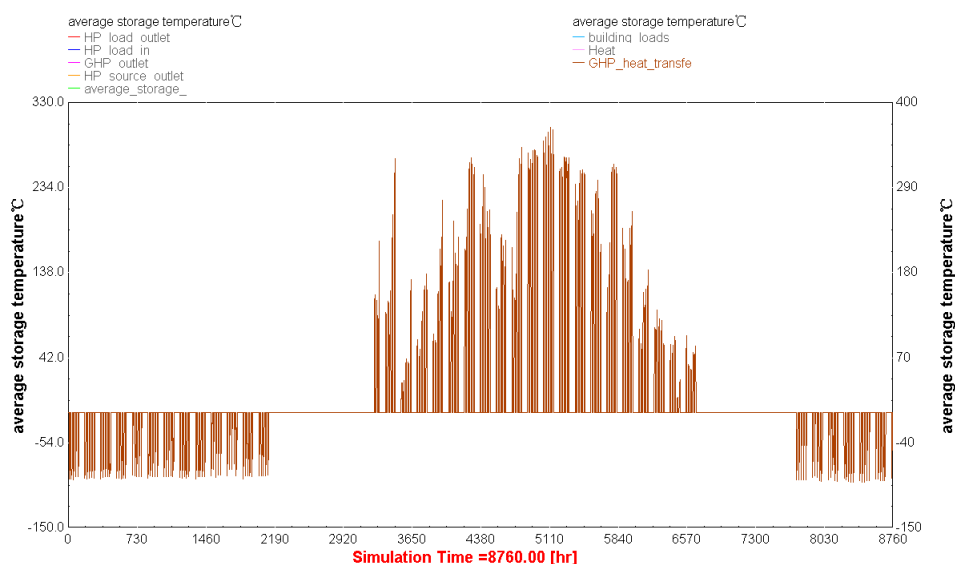


图 3.2 地埋管全年逐时负荷

土壤初始温度为 19.07°C ，地埋管循环水泵与负荷侧的循环水泵均采用定流量运行，图 3.3 是运行 50 年的土壤平均温度和热泵 COP 的变化曲线：

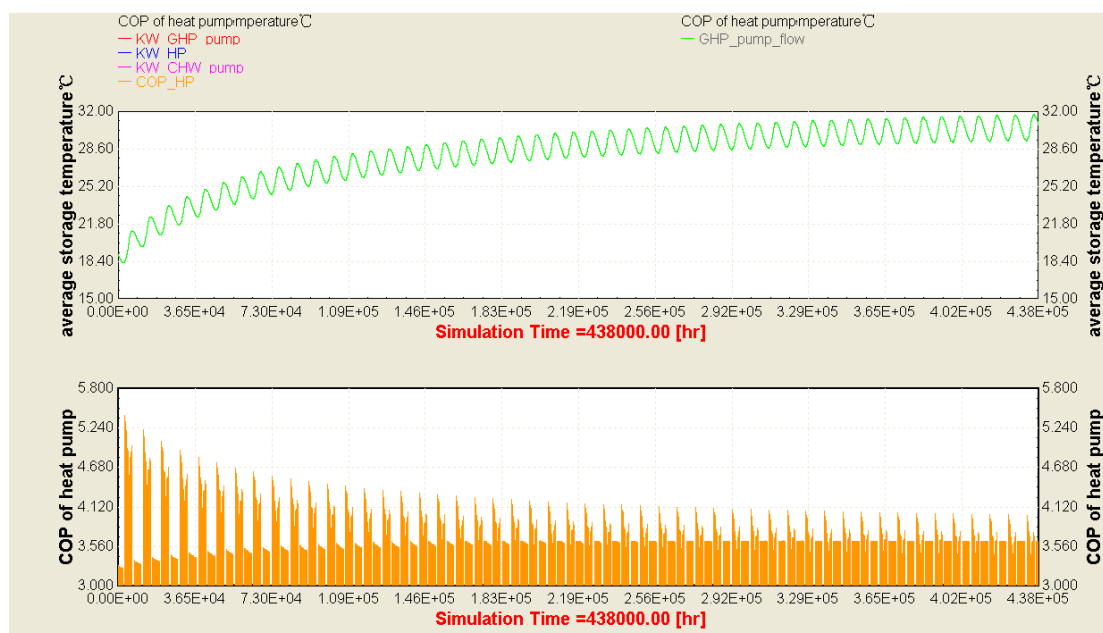


图 3.3 土壤均温和热泵 COP（运行 50 年）

从图 3.3 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，土壤温度整体呈现明显逐渐升高的趋势，地源热泵运行 50 年，埋管区域土壤的平均温度由 19.07°C 升高到了 30.72°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，在地源热泵系统运行的前 10 年，土壤的平均温度由 19.07°C 变为 26.32°C ，升高了 7.25°C ；从第 10 年到第 20 年，土壤的平均温度由 26.32°C 变为 28.76°C ，升高了 2.44°C ；从第 20 年到第 30 年，土壤的平均温度由 28.76°C 变为 29.56°C ，升高了 0.8°C ；而后 20 年间，土壤的平均温度由 29.56°C 变为 30.72°C ，总共升高了 1.16°C 。由此可见，地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，地源热泵的冬夏季年平均 COP 在第一年为 $\text{COP}_C=4.65$ ， $\text{COP}_H=3.27$ ，第十年为 $\text{COP}_C=3.89$ ， $\text{COP}_H=3.48$ ，第五十年为 $\text{COP}_C=3.49$ ， $\text{COP}_H=3.62$ 。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。

3.2 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 3.4 所示。

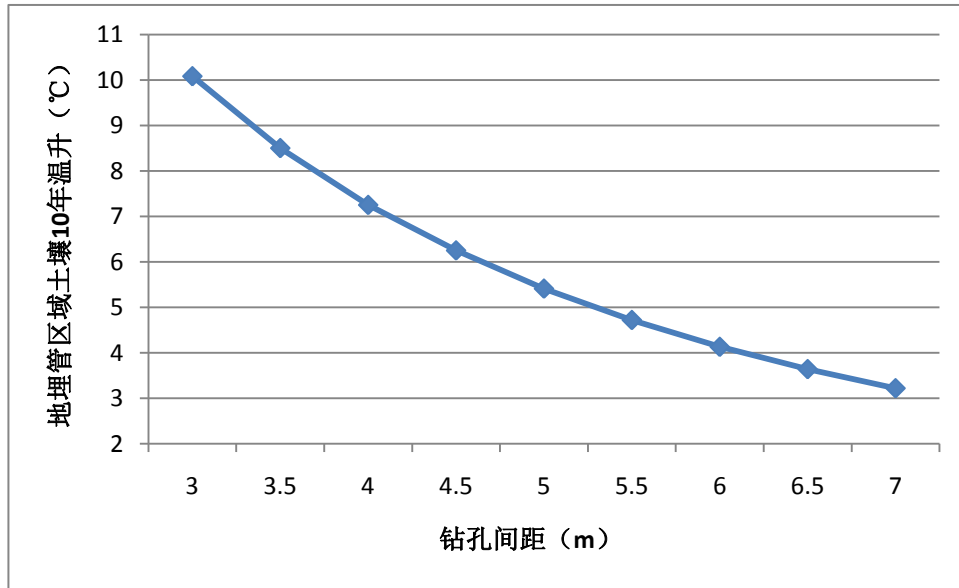


图 3.4 钻孔间距对热平衡的影响

从图 3.4 可以看出，随着钻孔间距的增大，地源热泵系统运行 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 3m 变为 4m 时，土壤 10 年温升由 10.08°C 减小到 7.25°C，减小了 2.83°C；钻孔间距从 4m 变为 5m 时，土壤 10 年温升由 7.25°C 减小到 5.41°C，减小了 1.84°C；钻孔间距从 5m 变为 6m 时，土壤 10 年温升由 5.41°C 减小到 4.13°C，减小了 1.28°C；钻孔间距从 6m 变为 7m 时，土壤 10 年温升由 4.13°C 减小到 3.22°C，减小了 0.91°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。因此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。

在上面的分析中我们发现增大钻孔间距对缓解土壤温升是比较有效的，而土壤温度的变化又会影响地埋管的出水温度，从而影响机组的效率，因此有必要研究钻孔间距对埋管出水温度和热泵 COP 的影响，如图 3.5 和图 3.6 所示。



图 3.5 土壤均温、埋管出水温度和热泵 COP（孔间距为 3m）



图 3.6 土壤均温、埋管出水温度和热泵 COP（孔间距为 6m）

上面两张图对比了钻孔间距为 3m 和 6m 时的热泵机组运行 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，很明显钻孔间距为 6m 时的夏季埋管出水温度相比较 3m 的情况较低，同时夏季热泵 COP 的衰减也很小，而钻孔间距为 3m 时可以看到夏季热泵 COP 有明显的减小，而冬季热泵 COP 有明显的增大，这主要是由于较小孔间距时较高的土壤温升造成的。而且，通过进一步的观察，我们还发现对于钻孔间距较大的情况，地埋管区域土壤温度

的波动明显小于埋管间距较小的情况，这是由于钻孔间距增大会引起埋管区域土壤体积的增大，土壤的蓄热能力更强，自然土壤温度波动的幅度也就越小。

3.3 钻孔深度对热平衡的影响

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的限制，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^[41]。

钻孔深度改变时，埋管区域土壤平均温度和土壤物性参数也会相应的改变，那么埋管换热器的换热能力也会不同，因此研究钻孔深度对热平衡的影响时需考虑不同深度下的土壤平均温度和土壤物性参数的变化。

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，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。下面分这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 控制埋管长度不变，改变钻孔深度和钻孔数量

在 TRNSYS 中的竖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。地源热泵的钻孔深度一般在 52.5~175.0m 之间^[39]，下面在此区间内分析钻孔深度对热平衡的影响，如表 3.1 所示。

表 3.1 钻孔深度对土壤温度的影响 I

钻孔数量	钻孔深度 m	土壤平均初始温度℃	平均导热系数 W/(m·k)	平均比热容 KJ/(m ³ ·K)	10 年后埋管区域土壤的平均温度℃	埋管区域土壤 10 年温升℃
50	132	19.69	1.700	2555	26.41	6.72
60	110	19.42	1.715	2535	26.41	6.99
70	94	19.22	1.697	2573	26.40	7.18
80	83	19.08	1.621	2661	26.33	7.25
90	73	18.96	1.429	2731	26.46	7.50
100	66	18.88	1.414	2679	26.45	7.57
110	60	18.81	1.398	2697	26.35	7.54

从上表可以看出，钻孔深度增加，土壤平均初始温度随之升高，土壤导热系数随之变大，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。土壤初始温度升高不利于夏季埋管换热器与土壤之间的热交换，于是向土壤中的排热量会有所减少，从某种程度上减弱了埋管区域土壤的温升。而土壤导热系数变大有利于土壤的散热，同样也在一定程度上减弱了埋管区域土壤的温升。图 3.7 显示了不同钻孔深度下的埋管区域土壤 10 年温升。

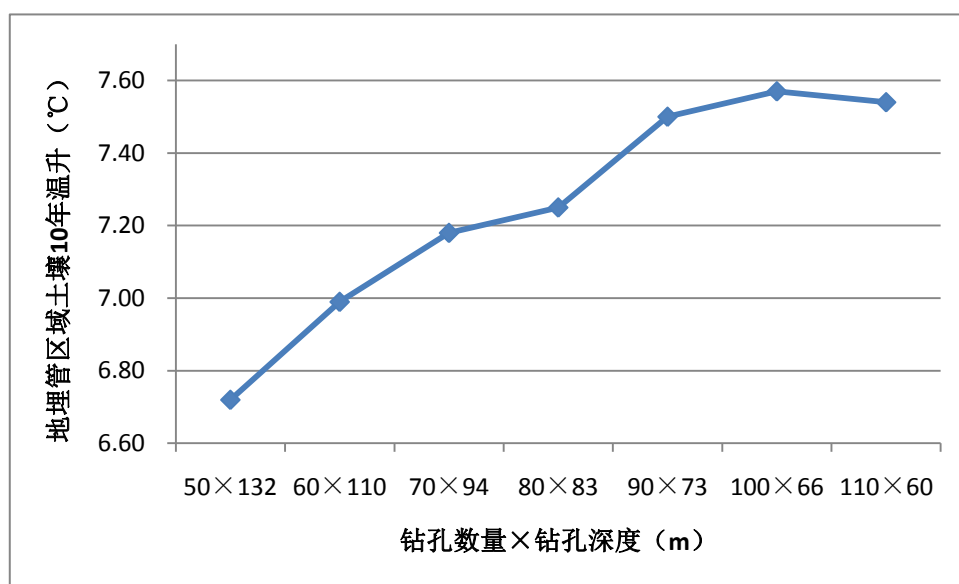


图 3.7 钻孔深度对热平衡的影响 I

上图中从 90 口井时的 73m 井深到 80 口井时的 83m 井深，埋管区域的土壤 10 年温升有较大幅度的减小，这主要是由于 72.3m 深度以内，土壤主要成分是灰色粘土，导热系数在 $1.6\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$ 左右，从 72.3m 到 84m 的土壤成分是灰色细砂，其导热系数为 $2.77\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$ ，更有利于土壤的散热，因此埋管区域土壤的温升较小。

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，如表 3.2 所示。此时埋管区域土壤的体积与钻孔深度呈线性关系，在图 3.8 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。

表 3.2 钻孔深度对土壤温度的影响 II

钻孔深度 m	地埋管 容量/设计 容量	土壤平均初始 温度 $^{\circ}\text{C}$	平均导热系数 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$	平均比热容 $\text{KJ}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$	10年后土壤的平均 温度 $^{\circ}\text{C}$	土壤10年 温升 $^{\circ}\text{C}$
60	0.73	18.81	1.398	2697	28.59	9.78
70	0.85	18.93	1.429	2731	27.48	8.55
80	0.97	19.05	1.532	2693	26.57	7.52
90	1.09	19.17	1.663	2618	25.91	6.74
100	1.21	19.29	1.724	2530	25.47	6.18
110	1.33	19.42	1.715	2535	25.10	5.68
120	1.45	19.54	1.700	2555	24.81	5.27
130	1.58	19.66	1.690	2555	24.58	4.92

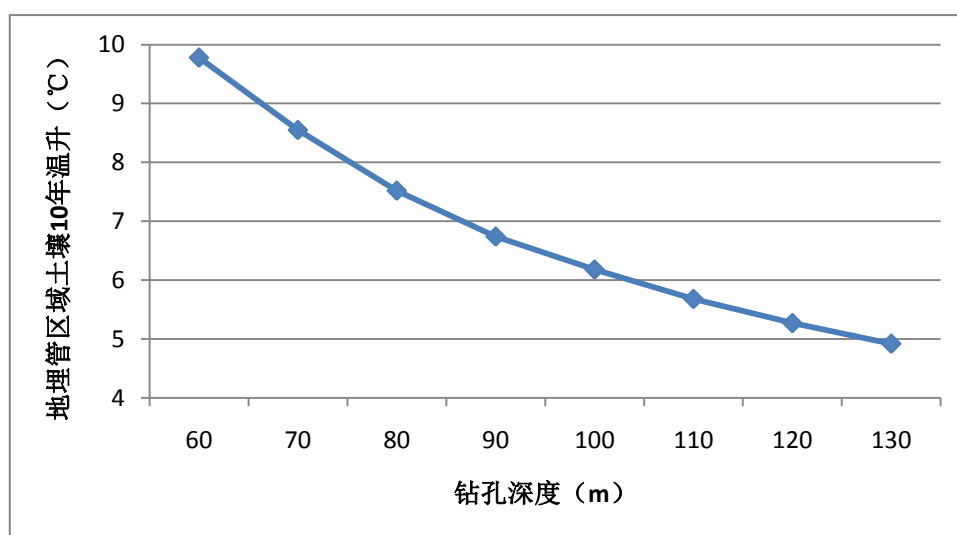


图 3.8 钻孔深度对热平衡的影响 II

钻孔深度增加的同时地埋管的容量也在增大，从上图我们可以看出：钻孔深度小于 83m 时，地埋管容量是偏小的，这时不仅地埋管区域土壤的温升很大，地埋管出水温度也是达不到设计要求的；钻孔深度大于 83m 时，地埋管容量设计偏大，可以有效缓解热泵长期运行导致的土壤温升，但是并不能彻底的解决这个问题，而且还存在初投资的限制。在本模型中，设计条件下的地埋管区域土壤 10 年温升是 7.25°C ，把地埋管容量设计为 1.45 倍时，温升降到 5.27°C ，而且本项目的不平衡度还较大。对于规模较小，不平衡度不太大的项目，将地埋管容量设计的偏大一些，不失为缓解土壤温升的一个有效措施。

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。根据试验研究成果，上海地区 150m 为浅地层岩性，主要由粘性土、粉土、砂性土组成，岩土体导热系数室内测试加权平均值为 $1.547 \text{ W/(m·K)} \sim 1.925 \text{ W/(m·K)}$ ，下面在此区间内进行研究。图 3.9 显示了土壤的导热系数对土壤热平衡的影响。图 3.10 显示了不同的土壤导热系数下的地源热泵运行第 10 年的埋管出水温度变化曲线。

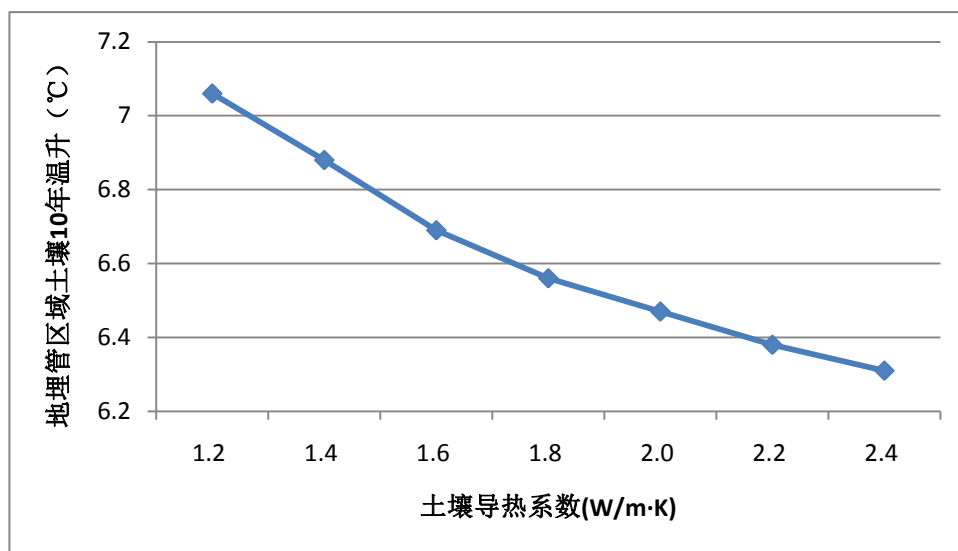


图 3.9 土壤导热系数对热平衡的影响

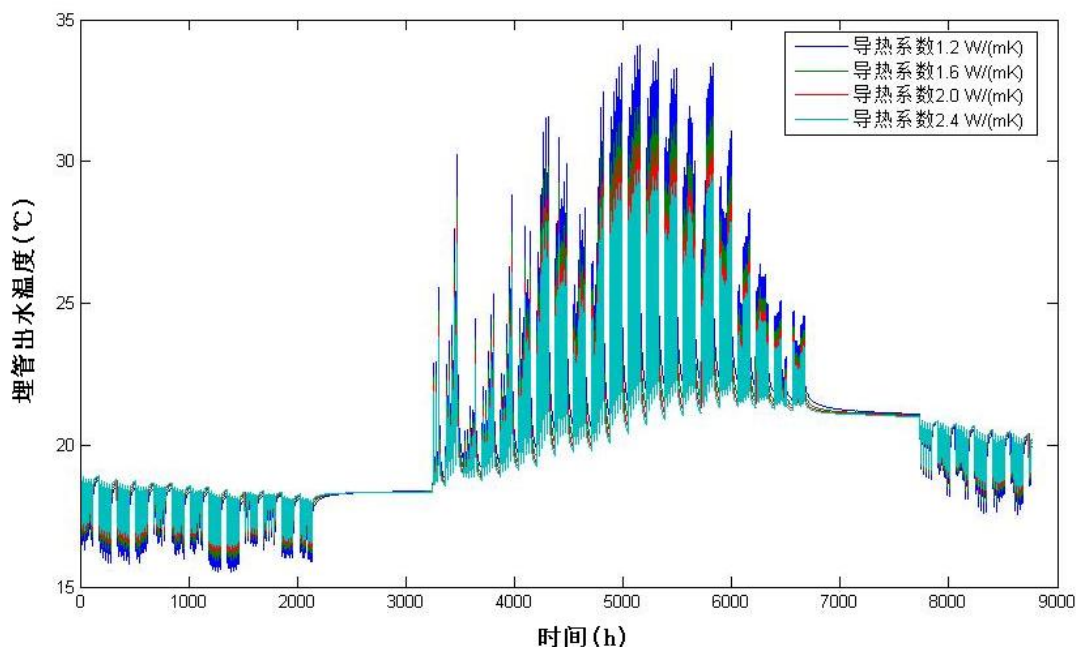


图 3.10 土壤导热系数对埋管出水温度的影响

由图 3.9 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。由图 3.10 可知虽然土壤导热系数变大对缓解土壤温升的效果不明显，但是土壤的导热性能越好，越有利于散热，地埋管的夏季出水温度就越低。

3.5 回填料导热系数对热平衡的影响

回填是地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。它介于地埋管换热器的埋管与钻孔壁之间，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。

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 $0.165\sim 0.90\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。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 $1\sim 2\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ^[38]。因此，目前在回填材料原料的选择上主要以水泥、黄沙、膨润土，也有少数加入粉煤灰、减水剂、膨胀剂等。

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，钻井的换热能力会受到很大的不利影响。

回填材料导热系数的取值范围为 $0.65\sim 2.34\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，这是根据国际上曾广泛应用的膨润土回填料 $[0.65\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ ，水灰比为 0.6 的纯水泥 $[0.97\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ ，实验研究开发出的 CS $[2.34\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ 。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，如图 3.11 所示。

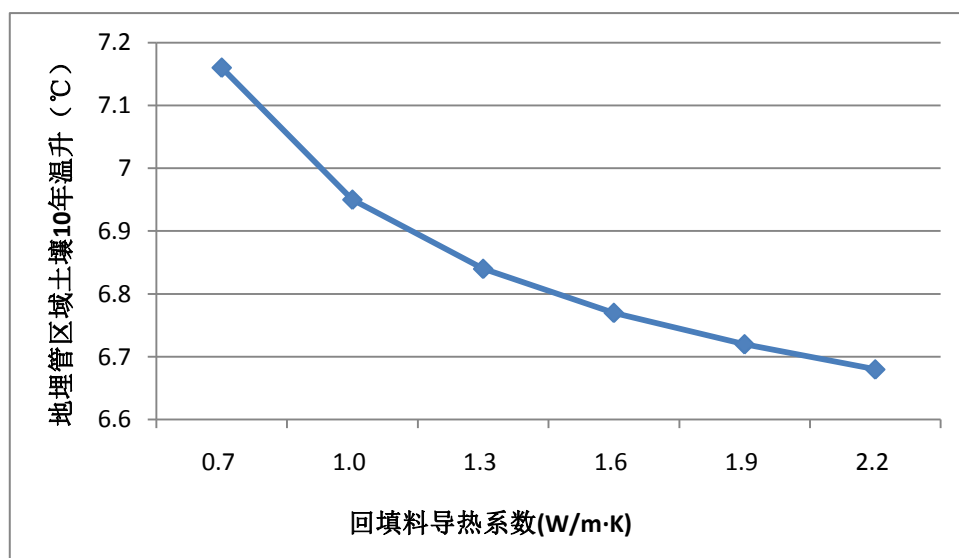


图 3.11 回填料导热系数对热平衡的影响

从图 3.11 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。虽然增大回填料的导热系数对缓解土壤温升的效果并不十分显著，但是回填料导热系数对埋管的换热影响较大，图 3.12 显示了不同的回填料导热系数下的埋管出水温度变化曲线。

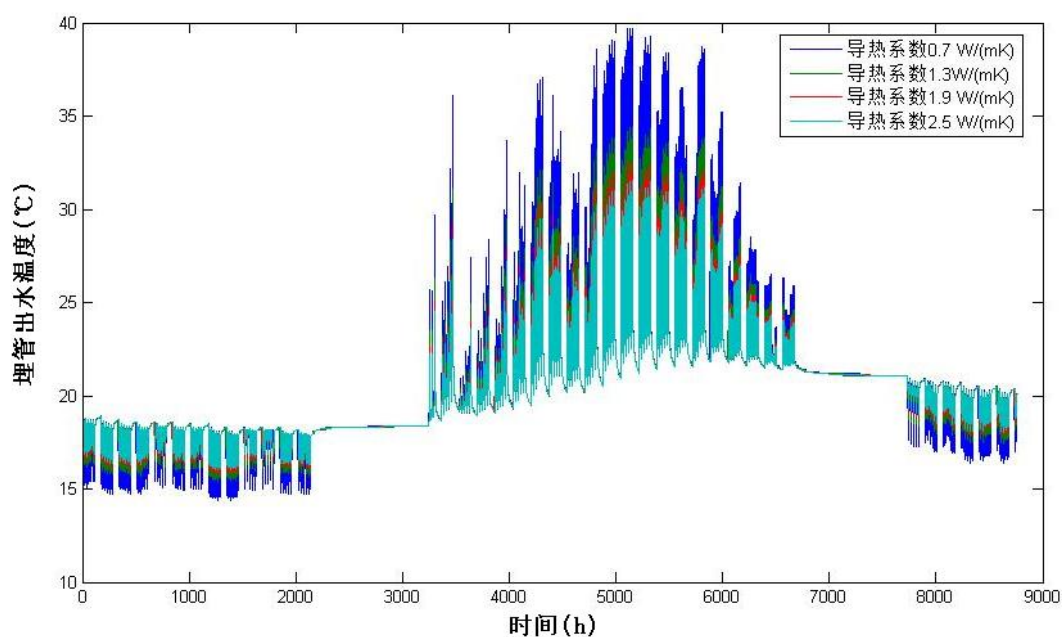


图 3.12 回填料导热系数对埋管出水温度的影响

从图 3.12 中看出, 回填料的导热性能越好, 地埋管循环水与土壤的换热更充分, 在夏季负荷较大的时候, 地埋管的出水温度明显降低。

此时土壤的导热系数是 $1.62 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 当回填材料的导热系数低于钻孔周围岩土层的导热系数时, 地埋管的换热能力会受到很大的不利影响, 当回填料导热系数取 $0.7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 时, 换热能力大幅度减小, 换热效果变得很差。

3.6 冬夏累计负荷比对热平衡的影响

虽然地源热泵的运行特性受诸多因素的影响, 但是造成地源热泵冷热不平衡的根本原因是累计冷热负荷差异或者说地埋管部分承担的累计冷热负荷的差异^[42]。对于一般的办公建筑, 在确定运行时间的情况下, 累计冷热负荷差异主要取决于累计负荷比和项目规模, 下面将从这两个方面出发来分析土壤的热平衡问题, 首先分析冬夏累计负荷对热平衡的影响。为了分析方便, 在此提出了两个定义, 一是单位累计建筑冷热负荷差异温变, 即 1MWh 的建筑累计冷热需求差异所引起的土壤温升; 二是单位累计土壤负荷差异温变, 即 1MWh 的地理管累积排热量与取热量的差异所引起的土壤温升。

为了分析不同的建筑累计冷热负荷比和土壤累计冷热负荷比对热泵长期运行后土壤温度以及系统运行效率的影响, 本文针对不同建筑累计冷热负荷比进行了计算。在变换负荷比时, 保证冷负荷不变, 针对某一比值通过改变热负荷来获得我们所需要的建筑逐时冷热负荷, 因此不同负荷比下的项目规模、机组等各设备参数以及地埋管参数均不变。这样做的优点在于除了分析更加简明和清晰外, 更重要的是保证了不同负荷下的可比性。

在建筑累计负荷比变化的时候, 土壤中的累计冷热负荷比也在变化, 如图 3.13 所示, 当项目规模与设备不变时, 土壤累计冷热负荷比与建筑累计冷热负荷比基本上呈线性关系。在建筑累计冷热负荷比变化时, 其引起的地埋管区域土壤 10 年温升如图 3.14 所示。

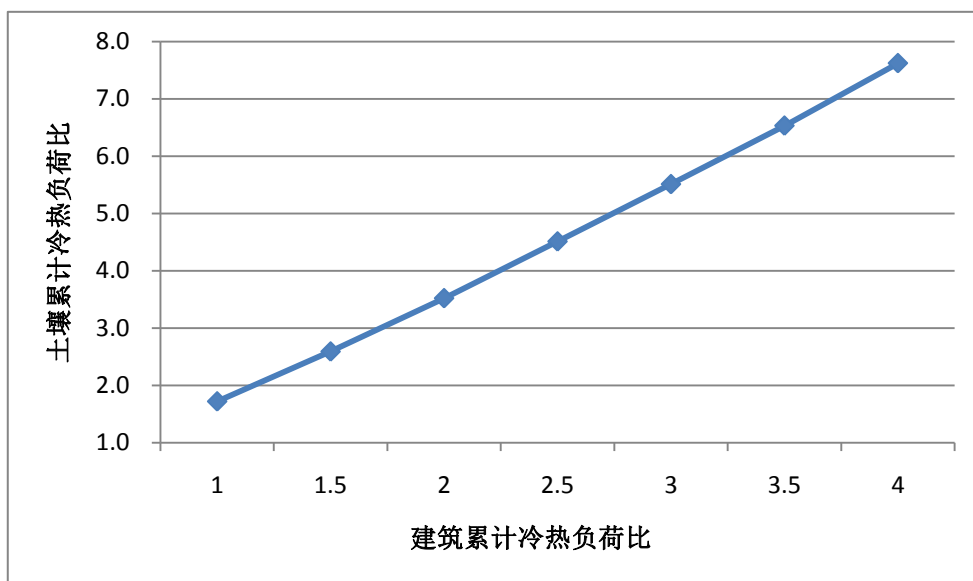


图 3.13 建筑累计冷热负荷比与土壤累计冷热负荷比的关系

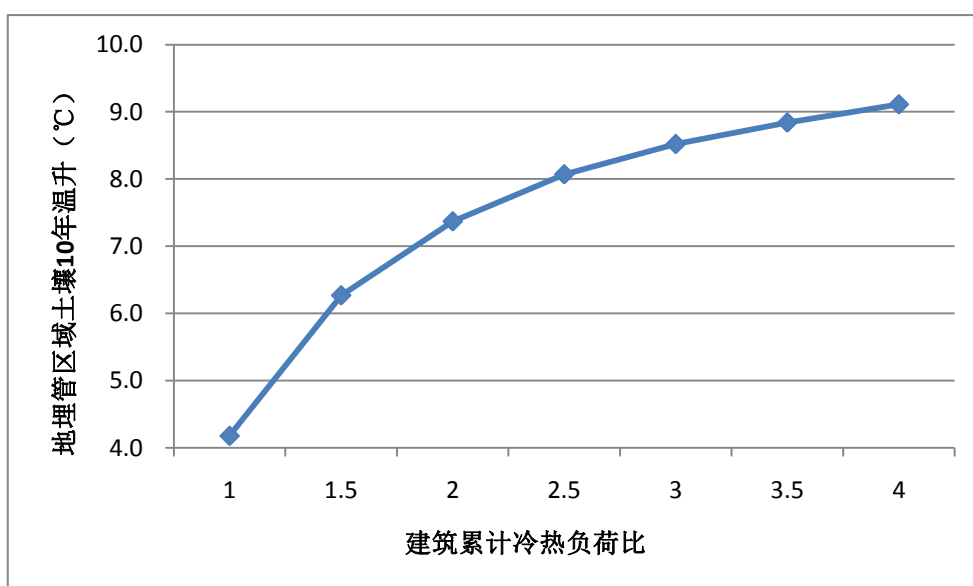


图 3.14 不同建筑累计冷热负荷比引起的土壤 10 年温升

从图 3.14 可以看出建筑累计冷热负荷比变大时，其引起的土壤温升逐渐变大，但是当建筑累计冷热负荷比等比值增加，其引起的温升变化的幅度是越来越小的。这主要是由于地埋管的温升取决于实际的排入土壤中的热量与从土壤中吸收的热量的差值，而建筑累计冷热负荷比等比值增加时，年累计地埋管取放热量差异增加的幅度是越来越小的，因此其引起的土壤温升增加的幅度也越来越小，具体计算结果见表 3.3。

表 3.3 累计冷热负荷比对埋管区域土壤温升的影响

建筑累计冷热负荷比 K_1	土壤累计冷热负荷比 K_2	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 $^{\circ}\text{C}$	10年后土壤温升 $^{\circ}\text{C}$	单位累计建筑冷热负荷差异温变 $^{\circ}\text{C}/\text{MWh}$	单位累计土壤负荷差异温变 $^{\circ}\text{C}/\text{MWh}$
1	1.72	0	83	23.25	4.18	∞	0.051
1.5	2.59	56	121	25.34	6.27	0.111	0.052
2	3.52	85	141	26.44	7.37	0.087	0.052
2.5	4.51	102	154	27.14	8.07	0.079	0.053
3	5.51	113	162	27.59	8.52	0.075	0.053
3.5	6.53	121	167	27.91	8.84	0.073	0.053
4	7.62	127	172	28.18	9.11	0.072	0.053

由上表可以看出，当建筑累计冷热负荷比 1:1 时，此时地埋管换热器的累积排热量与累计吸热量之比为 1.72:1，地源热泵系统连续运行 10 年，土壤的平均温度升高了 4.18 $^{\circ}\text{C}$ 。这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积排热量仍大于从土壤中的取热量，不平衡问题仍然存在。欲达到真正的热平衡，必需保证地埋管累积排热量与吸热量相等或近似相等。

随着累计冷热负荷比的逐渐增大，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。随着建筑累计冷热负荷比的逐渐增大，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。在不同建筑累计冷热负荷比的情况下，单位累计土壤负荷差异温变是近似相等的，由此可见，土壤的温升取决于实际从土壤中的取热量和放热量的差异。除此以外，土壤释、取热量的时间性即释、取热率也是影响土壤逐年温升的一个重要因素，本文主要针对办公楼类型的能耗特点进行研究，因此在此不再对该因素进行过多分析。

通过上述研究，我们得知想要达到真正的热平衡，即土壤温度近似不变，需要保证地埋管累积排热量与吸热量相等或近似相等，即土壤累计冷热负荷比为 1。因此调整冷负荷和热负荷，使得土壤累计冷热负荷比为 1，经计算此时建筑累计冷热负荷比为 0.66，此时地源热泵运行 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 变化曲线如图 3.15 所示：



图 3.15 土壤均温、埋管出水温度和热泵 COP（土壤累计负荷比为 1）

如上图所示,地源热泵系统连续运行 10 年,土壤的平均温度最终保持不变,同时各年的埋管出水温度与热泵 COP 也保持不变。

3.7 项目规模对热平衡的影响

在第六小节的分析中,我们得知土壤的热平衡取决于土壤中累积排热量与取热量的差异,那么项目规模越大,其负荷也越大,在等同的运行时间里向土壤中排入或吸收的热量也越多,其引起的温升会更大。

在本节的研究中,建筑累计冷热负荷比为 1.93:1,土壤平均温度 19.07°C,土壤导热系数、回填料导热系数等物性参数都取实验台的实测参数。根据本项目的埋管设计估算指标,夏季单位井深换热量为 60W/m,按照最大释热量来设计埋管换热器的长度,仍取钻孔深度 83m,项目规模变化对热平衡的影响如表 3.4 所示。

表 3.4 项目规模对土壤温度的影响

设计冷负荷 kW	钻孔数量	10 年后蓄热体的平均温度℃	地埋管区域土壤 10 年温升℃
18.75	5	20.41	0.7
37.5	10	21.55	1.9
75	20	23.03	3.3
150	40	25.14	5.4
300	80	26.32	6.6
600	160	28.11	8.4

在表中，项目规模变大时，地埋管区域 10 年温升也变大，可见越是大型的建筑，其使用地源热泵系统时的热平衡温度越是不容忽视，而对于某些小型建筑，其长期运行引起的土壤温升也较小。

在之前的分析中已得知：对于办公建筑运行时间已经确定，冬夏累计负荷比和项目规模是造成土壤冷热不平衡的根本原因，而当冬夏累计负荷比较小或者项目规模较小的情况，其引起的土壤温升也相应比较小。因此有必要明确冬夏累计负荷比在什么范围内，或者怎样规模的项目，其长期运行的热平衡问题是可以不用考虑的；而在热平衡问题不容忽视的情况下，何时必须增设辅助冷却塔来辅助散热。

3.8 小规模建筑的热平衡分析

经模拟分析得知，当土壤温度升高 1℃时，热泵的制冷 COP 下降 3.3%；当土壤温度升高 2℃时，热泵的制冷 COP 下降 5.2%；当土壤温度升高 3℃时，热泵的制冷 COP 下降 6.9%。要实现系统长期运行后土壤温度完全不变是不现实的，制冷 COP 下降 6.9%也还在可接受的范围内，因此我们认为系统运行 10 年引起的温升不超过 3℃是可以接受的。

3.8.1 项目规模与负荷比对热平衡的综合影响

下面分别考虑 5 口井（冷负荷 18.75kW），10 口井（冷负荷 37.5kW）和 20 口井（冷负荷 75kW）在不同累计冷热负荷比的情况下对土壤热平衡的影响，如表 3.5 所示。

表 3.5 项目规模与负荷比对土壤温度的综合影响

项目规模	累计冷热负荷比 K_1	地埋管年累计排热量与吸热量之比 K_2	年累计冷热负荷差异(MWh)	年累计地埋管取放热量差异(MWh)	10年后蓄热体的平均温度 $^{\circ}\text{C}$	蓄热体10年温升 $^{\circ}\text{C}$	单位累计建筑冷热负荷差异温变 $^{\circ}\text{C}/\text{MWh}$	单位累计土壤负荷差异温变 $^{\circ}\text{C}/\text{MWh}$
5口井冷负荷 18.75kW	1	1.67	0.00	4.95	19.67	0.60	∞	0.121
	1.5	2.52	3.53	7.44	20.18	1.11	0.314	0.149
	2	3.4	5.30	8.71	20.44	1.37	0.259	0.157
	2.5	4.32	6.36	9.48	20.60	1.53	0.241	0.161
	3	5.26	7.06	9.99	20.70	1.63	0.231	0.163
	3.5	6.23	7.57	10.36	20.77	1.70	0.225	0.164
	4	7.27	7.94	10.64	20.83	1.76	0.222	0.165
10口井冷负荷 37.5kW	1	1.67	0.00	9.90	20.40	1.33	∞	0.134
	1.5	2.52	7.06	14.89	21.19	2.12	0.300	0.142
	2	3.4	10.59	17.42	21.59	2.52	0.238	0.145
	2.5	4.32	12.71	18.97	21.85	2.78	0.219	0.147
	3	5.26	14.12	19.99	22.02	2.95	0.209	0.148
	3.5	6.23	15.13	20.72	22.13	3.06	0.202	0.148
	4	7.27	15.89	21.29	22.21	3.14	0.198	0.148
20口井冷负荷 75kW	1	1.67	0.00	19.80	21.32	2.25	∞	0.114
	1.5	2.52	14.12	29.77	22.49	3.42	0.242	0.115
	2	3.4	21.19	34.84	23.11	4.04	0.191	0.116
	2.5	4.32	25.42	37.93	23.48	4.41	0.173	0.116
	3	5.26	28.25	39.98	23.73	4.66	0.165	0.117
	3.5	6.23	30.27	41.44	23.92	4.85	0.160	0.117
	4	7.27	31.78	42.57	24.05	4.98	0.157	0.117

通过上面表的对比分析可以看出,当项目规模很小,如5口井(冷负荷18.75kW)的情况,即使累计冷热负荷比很大,如比值为4的时候,地埋管区域土壤10年温升也只有1.76 $^{\circ}\text{C}$,在可接受的范围内,这种情况即为我们之前提到的可不考虑热平衡的情况。

当项目规模变大一点,如10口井(冷负荷37.5kW)的情况,此时当累计冷热负荷比为3时,地埋管区域土壤10年温升是2.95 $^{\circ}\text{C}$,还在可以接受的范围内,但是当累计冷热负荷比再大的时候,就不得不考虑热平衡问题了。这时由于不平衡程度不是特别大,增设辅助散热装置较为繁琐而且增加初投资、控制较为复杂,建议通过增大埋管间距或者将地埋管容量设计偏大一点的方法来缓

解土壤的温升。

上面的分析中，5口井（冷负荷 18.75kW）和 10口井（冷负荷 37.5kW）的情况基本上可不考虑热平衡问题，但是当项目规模增大时，如 20口井（冷负荷 75kW）的情况，只有当累计冷热负荷比为 1 时，土壤温升才在可接受的范围内，其余情况均不容忽视热平衡问题，这时需考虑的是是否可以通过增大埋管间距或者将埋管容量设计偏大一点来缓解土壤温升到可接受的范围内，如果不能实现就必须增设辅助散热装置，组成复合式地源热泵系统了。

3.8.2 小型建筑热平衡问题的缓解措施

以 20口井（冷负荷 75kW），累计冷热负荷比为 3: 1 的情况为例，其运行 10 年埋管区域土壤温升是 4.66℃，此时的钻孔间距为 4m，钻孔深度为 83m，下面讨论缓解土壤热平衡问题的一些措施。

(1) 增大钻孔间距

在第二小节的分析中，我们发现增大钻孔间距是缓解土壤温升的一个有效的措施，对于 20口井，累计冷热负荷比为 3: 1 的情况，其不平衡程度不是很严重，若是有足够的场地，将钻孔间距设计的大一些，不失为一个缓解热平衡问题的好办法，如图 3.16 所示。

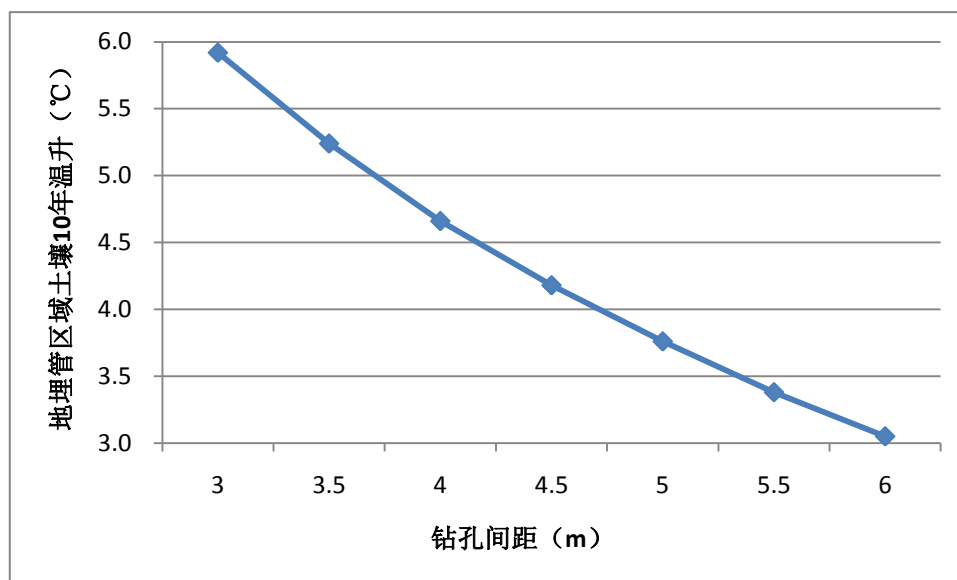


图 3.16 钻孔间距对热平衡的影响（20口井，累计冷热负荷比为 3）

当钻孔间距为 4m 时的温升是 4.66℃，增大钻孔间距为 5m 时的温升是 3.76℃，增大到 6m 时的温升是 3.05℃，几乎在可接受的范围内。

(2) 增大地埋管容量

我们在做实验测试地埋管换热能力的时候，地层处于原始温度，而埋管的换热能力与前期吸排热的累积量密切相关，当存在冷热不平衡现象时，随着土壤温度的升高，地埋管的换热能力会降低。因此在实际进行地埋管换热器设计的时候，有建议通过建筑全年动态模拟来获得全年冷热负荷，在设计之初考虑土壤温度的变化对换热能力的影响，这一要求可以通过动态模拟软件来实现。这一方法其实就是通过增大地埋管容量的方法来缓解土壤的温升。

容量设计偏大一些可通过增加埋管数量或者增大埋管深度的方法，而增加埋管数量需要更多的场地，增大埋管深度打井的费用会增加，因此应根据实际情况，采取最适宜的措施。增大地埋管容量对热平衡的影响见图 3.17 所示。

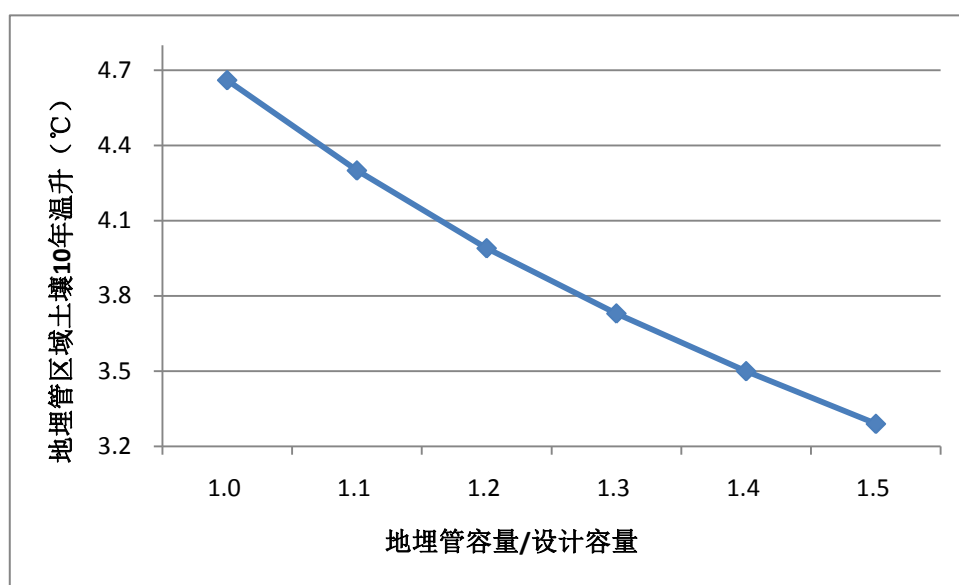


图 3.17 地埋管容量对热平衡的影响 (20 口井, 累计冷热负荷比为 3)

原设计容量下，地埋管区域土壤 10 年温升为 4.66℃，容量设计为 1.2 倍时为 4.0℃，容量设计为 1.5 倍时为 3.3 摄氏度。

(3) 增设辅助散热装置

对于以上两种措施不能解决将土壤温度降到可接受范围内的情况，就必须增设辅助散热装置，来缓解热平衡问题。

3.9 小结

通过对地源热泵长期运行性能的分析得知，由于冷热不平衡引起的土壤温升在前几年的影响较大，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，温升的幅度是逐渐减小的。土壤温度的升高会引起热泵夏季 COP 的降低和冬季 COP 的升高，夏季 COP 降低的幅度更大一些。

钻孔间距、钻孔深度、土壤导热系数、回填料导热系数、冬夏累计负荷比和项目规模这几项都对土壤的热平衡有一定的影响，前四项是在一定程度上缓解土壤的温升，而当运行时间确定时冬夏累计负荷比和项目规模是引起土壤热平衡问题的根本原因。

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。

当建筑累计冷热负荷比 1:1 时，此时埋管换热器的累积排热量与累计吸热量之比为 1.72:1，地源热泵系统连续运行 10 年，土壤的平均温度升高了 4.18℃。欲达到真正的热平衡，需要保证埋管累积排热量与吸热量相等或近似相等，即土壤累计冷热负荷比为 1，此时建筑累计冷热负荷比为 0.66。越是大型的建筑，其使用地源热泵系统时的热平衡温度越是不容忽视，而对于某些小型建筑，其长期运行引起的土壤温升也较小。

小规模建筑，如 5 口井的情况，可不考虑热平衡问题，10 口井的情况当累计冷热负荷比不是很大的时候也可以不考虑热平衡问题，但是再次增大项目规模，如 20 口井的情况，热平衡问题就不容忽视了。这时需考虑的是是否可以通过增大埋管间距或者将埋管容量设计偏大一点来缓解土壤温升到可接受的范围内，如果不能实现就必须增设辅助散热装置，组成复合式地源热泵系统。

第4章 基于热平衡的复合式地源热泵系统运行策略研究

4.1 复合式地源热泵系统简述

4.1.1 复合式地源热泵系统的提出

地源热泵系统通过埋管换热器向土壤中放热或从土壤中取热，并通过热泵实现对建筑物的供冷和供热。显然，向土壤放热或取热的过程中，其温度会升高或降低，这对当年采暖（或空调）季的埋管换热器的传热性能有一定影响。如果在一年中冬季从土壤中的取热与夏季向土壤中的放热量平衡，则埋管换热器运行数年后，地下的年平均温度没有变化，对埋管换热器的性能没有影响。

在第3章的分析中得知，当土壤温度升高 1°C 时，热泵的制冷COP下降3.3%；当土壤温度升高 2°C 时，热泵的制冷COP下降5.2%；当土壤温度升高 3°C 时，热泵的制冷COP下降6.9%。而在实际工程中，要实现系统长期运行后土壤温度完全不变是不现实的，制冷COP下降6.9%也还在可接受的范围内，因此我们认为系统运行10年引起的温升不超过 3°C 是可以接受的。当系统运行10年引起的温升超过 3°C 时，可以考虑通过增大埋管间距或者将埋管容量设计偏大一点来缓解土壤温升到可接受的范围内，如果不能实现就有必要采用辅助供热或辅助冷却装置，组成复合式地源热泵系统。

复合式地源热泵系统是指对传统的地源热泵系统增设辅助供热装置或者辅助散热装置，如太阳能集热器、冷却塔等所组成的复合系统。常见的辅助供热方式有锅炉供热、城市热网供热或采用太阳能集热器辅助加热，从节能和环保的角度考虑，宜采用带有太阳能集热器的太阳能—地源热泵系统。常见的辅助冷却方式有：采用带有冷凝热回收装置提供生活热水的地源热泵系统和采用冷却塔、冷却水池等辅助冷却设备的复合式地源热泵系统。下面的针对冷却塔辅助地源热泵系统进行研究。

4.1.2 复合式地源热泵系统的经济性概述

在夏季需要供冷、冬季需要采暖的地区，当全年冷负荷大于热负荷时，如果按照冷负荷来确定地下埋管的长度，就会造成冬季埋管容量过大，由于钻井费用通常很高，会使投资费用大大增加。同样对于大型的商业或是公共建筑而

言, 其全年的负荷分析表明, 建筑物的冷负荷远大于热负荷, 地下埋管换热器夏季排向埋管附近土壤的热量远大于冬季从土壤吸取的热量, 再加之现代建筑玻璃幕墙的大量使用, 建筑物的得热增加, 照明设备及人员的大量散热等, 更加剧了这种热量吸排的不平衡。经过系统的长期运行, 埋管周围土壤温度升高, 夏季埋管内流动介质与周围土壤的温差降低, 换热器能力减弱, 影响系统性能和运行特性, 为了满足建筑物冷负荷就需要加大埋管长度, 同样会增加系统的初投资。

地源热泵系统的初投资相对较高, 主要在于钻井费用较高, 所以尽量减少钻孔长度并且能够满足冷负荷要求是降低系统初投资的主导思想。用冷却塔辅助地源热泵是一种好的方法, 地下埋管换热器的长度按照冬季较小的负荷来确定, 夏季未能由埋管承担的排热量由冷却塔来承担。这种系统形式的初投资主要是增加了冷却塔的费用, 但是却大大减少了地下埋管的费用。在夏季, 热泵运行费用中增加了辅助系统水泵和风机的能耗费用。但是由于辅助系统有助于地源热泵机组效率的提高, 所以热泵压缩机的能耗降低。在冬季, 由于埋管的减少, 系统的效率降低, 热泵压缩机的能耗会有所增加。所以对于系统全年运行费用的比较, 还要进行具体的计算。

4.2 复合式地源热泵系统的设计

复合式地源热泵系统的设计是一个复杂的问题, 不仅要权衡考虑地埋管长度、冷却塔的额定容量和二者的连接方式, 而且还要综合二者的系统运行性能来考虑系统的联合运行策略。

对于冷负荷为主导的情况, 常见的复合式地源热泵系统的设计方法是按照热负荷的需求来设计地埋管换热器容量, 按照冷热负荷需求之差来设计冷却塔的容量。这种设计方法有效地减少了初投资, 但是它对冷却塔的运行时间有很大的限制, 对联合运行策略的要求较高。

若是以实现土壤热平衡为出发点, 可以按照冷负荷的需求(最大释热量)来设计地埋管换热器的容量, 增设冷却塔用来缓解热平衡, 这里选择冷却塔的目的仅仅是为了维持土壤的热平衡, 在选择其容量时需要考虑的是累积排热量与累积吸热量的差异, 而与峰值冷热负荷无关。这里冷却塔的容量选择较为灵活, 当容量选择的稍小一些时, 为了维持土壤的热平衡, 就需要运行更多的时间, 来平衡向土壤中的排热量与取热量, 当容量选择的较大时, 所需的运行时间会少一些, 这与运行策略的选择也有很大的关系。

复合式地源热泵系统埋管与冷却塔有并联和串联两种连接方式：并联方式在夏季系统运行时部分冷却水直接通过冷却塔换热，不经过埋管再换热，其通过改变流经冷却塔与埋管的冷却水流量来实现排热量的分配；串联连接的复合式地源热泵依靠冷却塔散热来降低埋管的进口水温，之后冷却水经埋管再换热，由于串联连接埋管管内流速较大且多出了冷却塔的阻力，其比并联连接会多出一部分冷却水循环泵的功率^[43]。由于埋管内的水质要求较高，把冷却塔与埋管中的水混合会存在埋管水污染的问题，因此常见的做法的是在冷却塔和埋管间加装换热器，冷却塔循环水与埋管循环水通过换热器换热，保证埋管中的水不受污染。

4.2.1 设计方案 1

按照冷负荷来选择水水热泵，按照最大释热量来设计埋管换热器，按照热平衡需求来选择冷却塔，冷却塔通过板式换热器与埋管串联。

首先按照冷负荷选择水水热泵，空调设计冷负荷 300kW，考虑机组本身和介质在泵、风机、管道中升温及泄露的损失，取 1.1 系数，制冷系统总制冷量取 $300 \times 1.1 = 330 \text{KW}$ ，选择某品牌的螺杆式水水热泵机组，型号：RS1LG330/Y。

按照最大释热量来设计埋管换热器的长度，则埋管换热器的总长度为：

$$L_c = \frac{398.7 * 1000}{60/2} = 13290\text{m} \quad (4.1)$$

取钻孔深度 83m，则钻孔数量为：

$$n_1 = \frac{13290/2}{83} = 80 \quad (4.2)$$

冷却塔可以在设计供冷月散热需求的基础上选型，经计算设计供冷月里有 30% 的时间里的负荷小于峰值负荷的 71%，可以认为 30% 的时间里室外条件不算恶劣，则冷却塔容量可以按照下式计算^[27]：

$$Q_{CT1} = \frac{Q_{Tot,CT} - Q_{Loop,CT}}{\text{Hours}} = 70\% * \frac{61579.8 - 0}{220} = 196\text{kW} \quad (4.3)$$

式中， $Q_{Tot,CT}$ ——设计供冷月散热总量；

$Q_{Loop,CT}$ ——通过热交换器排到土壤中的设计供冷月散热量；

Hours——设计供冷月小时数。

各设备及埋管参数总结如表 4.1 所示：

表 4.1 设备及地埋管参数总结（设计方案 1）

设备	型号	制冷/热能力 (kW)		流量 (m ³ /h)		功率 (kW)		台数
		制冷	制热	蒸发侧	冷凝侧	制冷	制热	
地源热泵	RS1LG330/Y	330	396	56.5	80	68.8	91	1
		能量调节：无级调功。制冷标定工况：冷冻水回水温度 12℃，出水温度 7℃，冷却水回水温度 30℃，出水温度 35℃。						
冷却塔	DHT-50	风量 290m ³ /min		水量 33.5m ³ /h		1.5		1
地埋管循环泵	TP50-430/2	H=28mH ₂ O		40		5.5		2
负荷侧循环泵	TP65-110/4	H=7mH ₂ O		28.3		1.1		2
冷却塔循环泵	TP65-410/2	H=16mH ₂ O		33.7		3		1
地埋管换热器	钻孔数量 80，钻孔深度 83m，钻孔间距 4m							

4.2.2 设计方案 2

按照冷负荷来选择水水热泵，按照热负荷需求值来设计地埋管换热器容量，按照冷热负荷需求之差来选择冷却塔，冷却塔通过板式换热器与地埋管串联。

与设计方案 1 相同，选择某品牌的螺杆式水水热泵机组，型号：RS1LG330/Y。下面设计地埋管换热器的容量：

首先计算最大吸热量：

$$Q_{\text{absorb}} = Q_H * 1.1 * \left(1 - \frac{1}{\text{COP}_H}\right) = 117 * 1.1 * \left(1 - \frac{1}{4.35}\right) = 99.1\text{kW} \quad (4.4)$$

根据地矿院提供的估算指标，夏季单位井深换热量为 60W/m，冬季的单位井深换热量为 40W/m。

按照最大吸热量来设计埋管换热器的长度，则埋管换热器的总长度为：

$$L_H = \frac{99.1 * 1000}{40/2} = 4955\text{m} \quad (4.5)$$

取钻孔深度 83m，则钻孔数量为：

$$n_2 = \frac{4955/2}{83} = 29.86 \quad (4.6)$$

取整为 30，因此钻孔深度 83m，钻孔数量 30，钻孔间距 4m。

下面按照冷热负荷需求之差来选择冷却塔：首先利用峰值负荷分别确定供冷和供热所需的埋管长度 L_c 和 L_h ，然后确定辅助冷却量^[36]：

$$L_C = \frac{398.7 * 1000}{60/2} = 13290\text{m} \quad (4.7)$$

$$L_H = \frac{99.1 * 1000}{40/2} = 4955\text{m} \quad (4.8)$$

$$Q_{CT2} = Q_{eject} \frac{L_C - L_h}{L_C} = 398.7 * \frac{13290 - 4955}{13290} = 250\text{kW} \quad (4.9)$$

其中, L_C ——供冷埋管长度 m;

L_h ——供热埋管长度 m;

Q_{eject} ——系统的夏季地埋管排热量 kW。

各设备及地埋管参数总结如表 4.2 所示

表 4.2 设备及地埋管参数总结 (设计方案 2)

设备	型号	制冷/热能力 (kW)		流量 (m ³ /h)		功率 (kW)		台数
		制冷	制热	蒸发侧	冷凝侧	制冷	制热	
地源热泵	RS1LG330/Y	330	396	56.5	80	68.8	91	1
		能量调节: 无级调功。制冷标定工况: 冷冻水回水温度 12℃, 出水温度 7℃, 冷却水回水温度 30℃, 出水温度 35℃。						
冷却塔	DHT-60	风量 400m ³ /min		水量 43m ³ /h		1.5		1
地埋管循环泵	TP50-430/2	H=28mH ₂ O		31.1		5.5		1
负荷侧循环泵	TP65-110/4	H=7mH ₂ O		28.3		1.1		2
冷却塔循环泵	TP50-290/2	H=16mH ₂ O		43		7.5		1
地埋管换热器	钻孔数量 30, 钻孔深度 83m, 钻孔间距 4m							

4.2.3 设计方案 3

按照热负荷值来设计地埋管换热器容量和选择水水热泵, 按照冷热负荷之差来选择冷却塔和冷水机组。

首先按照热负荷来选择水水热泵, 空调设计冷负荷 300kW, 热负荷 117kW, 考虑机组本身和介质在泵、风机、管道中升温及泄露的损失, 取 1.1 系数, 所需热泵制热能力 $117 * 1.1 = 128.7\text{kW}$ 。选择选择某品牌的水水热泵机组, 型号: RS1LG145/Y。

按照最大吸热量来设计埋管换热器的长度, 则埋管换热器的总长度为:

$$L_H = \frac{99.1 * 1000}{40/2} = 4955m \tag{4.10}$$

取钻孔深度 83m，则钻孔数量为：

$$n_3 = \frac{4955/2}{83} = 29.86 \tag{4.11}$$

取整为 30，因此钻孔深度 83m，钻孔数量 30，钻孔间距 4m。

地埋管换热器的最大散热量为：

$$Q_{eject\ 3} = \frac{4955 * 60/2}{1000} = 148.65kW \tag{4.12}$$

$$Q_{C3} = \frac{Q_{eject\ 3}}{1.1 * \left(1 + \frac{1}{COP_C}\right)} = \frac{148.65}{1.1 * \left(1 + \frac{1}{4.8}\right)} = 111.8kW \tag{4.13}$$

$$Q_{CT3} = (Q_C - Q_{C3}) * 1.1 * \left(1 + \frac{1}{COP_{C3}}\right) = (300 - 111.8) * 1.1 * \left(1 + \frac{1}{4.4}\right) = 254kW \tag{4.14}$$

选择水冷螺杆式冷水机组，取 1.1 系数，所需冷水机组制冷能力 $188.2 * 1.1 = 207KW$ 。机组型号：40STD-240WS3，冷媒 R407C。

各设备及地埋管参数总结如表 4.3 所示：

表 4.3 设备及地埋管参数总结（设计方案 3）

设备	型号	制冷/热能力 (kW)		流量 (m ³ /h)		功率 (KW)		台数
		制冷	制热	蒸发侧	冷凝侧	制冷	制热	
地源热泵	RS1LG145/Y	145	168	22.2	31.2	30	39	1
		能量调节：无级调功。制冷标定工况：冷冻水回水温度 12℃，出水温度 7℃，冷却水回水温度 30℃，出水温度 35℃。						
冷水机组	40STD-240WS3	211		36.2	44.3	48		1
	制冷工况：蒸发器进出水温度 12℃/7℃，冷凝器进出水温度 30℃/35℃。							
冷却塔	DHT-60	风量 400m ³ /min		水量 43m ³ /h		1.5		1
热泵地埋管循环泵	TP50-430/2	H=28mH ₂ O		31.1		5.5		1
热泵负荷侧循环泵	TP65-90/2	H=7mH ₂ O		22.2		0.75		1
冷水机组冷却水泵	TP50-290/2	H=16mH ₂ O		43.5		7.5		1
冷水机组冷冻水泵	TP65-130/4	H=7mH ₂ O		35.6		1.5		1
地埋管换热器	钻孔数量 30，钻孔深度 83m，钻孔间距 4m							

4.3 复合式地源热泵系统的运行策略研究

4.3.1 运行策略概述

运行策略的选择必须充分考虑热泵系统的运行特性、地下埋管换热器和冷却塔的换热特性。地源热泵机组的效率与冷凝温度有关，冷凝温度越高，机组效率越低。而冷凝温度主要与地下埋管换热器出口流体温度有关，地下埋管出口流体温度越高，冷凝温度就越高。所以降低地下埋管换热器出口流体温度成为提高机组性能的重要途径。地下埋管换热器出口流体温度与其本身的长度、地下土壤的温度及连续运行的时间等因素有关，地下埋管的长度越长、热泵连续运行的时间越短，换热器的出口流体温度就越低，机组的制冷性能系数就越大。

由此可知，影响系统性能的主要因素是地下埋管换热器出口流体温度，所以可以通过控制地下埋管出口流体温度来对辅助冷却地源热泵系统的运行进行调节，以此提高系统的效率，减少辅助设备的初投资和运行费用。

对于采用冷却塔辅助散热的地源热泵系统来说，冷凝器的放热量由地埋管换热器和冷却塔共同承担，冷却塔散热量的多少影响着地埋管换热器的换热和热泵机组的运行特性。对于整个系统而言，需同时考虑加入冷却塔所带来的能耗增加和由此而引起热泵机组能耗的减少。

4.3.2 常见的四种运行策略分析

对于同一个复合式地源热泵系统，采取不同的运行策略，其运行效果会有很大的差异。通过阅读大量文献，我们发现复合式地源热泵系统并不一定比常规的地源热泵系统节能，在不同的运行策略下其改善土壤热平衡的能力也有很大的差异，因此选取一个好的运行策略尤为重要。目前冷却塔辅助地源热泵系统的运行策略主要有以下几种：

策略 1) 当热泵机组的进口水温超过设定值时，开启辅助冷却塔；当温度恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。

热泵机组的进口水温即为地埋管换热器的出口水温，当埋管出口水温大于某一设定温度值时，即表明此时建筑物的冷负荷过大，在这种状况下如果单独使用埋管换热器排放所有的热量，埋管周围土壤温度会升高，系统的效率降低。此时开启冷却塔，分担一部分负荷，减少了埋管向土壤排放的热量，使埋管周围土壤温度相对较低，保证系统的高效运行。当埋管出口水温低于某设定温度

值时，即地下埋管换热器自身可以承担所有冷负荷，此时关闭冷却塔。此策略是基于设定温度点的控制，冷却塔只是在热泵机组的进水温度过高时才开启，而此时通常也是天气条件较恶劣的时间，不利于冷却塔的运行。但是此策略可以较好的控制从土壤中的取热量与放热量，以维持土壤的热平衡

策略 2) 当热泵机组的进口水温与室外湿球温度的差值大于设定值时，开启辅助冷却塔；当差值恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。

以埋管出口水温和当地湿球温度之差为控制参数，在此策略下的冷却塔运行天气条件比较有利，所以这种运行策略还可以反映冷却塔的性能对系统性能的影响，并且温差控制使埋管内的流体温度保持在一个较低的范围，当天气条件不利于冷却塔运行时，冷却塔可以停止运行而不会造成热泵的进水温度过高。

策略 3) 热泵机组间歇运行，白天热泵机组运行，夜间热泵停运，开启辅助冷却装置，使其和埋管换热器串联运行。

热泵机组间歇运行，考虑到夜间室外温度比较低，可以在夜间机组停止运行的时候，使冷却塔和地下埋管换热器在无负荷状况下串联运行，利用冷却塔将埋管周围温度较高的土壤蓄积的热量排走，对埋管周围的土壤进行降温。在次日，机组运行的时候可以得到一个相对较低的埋管出水温度，提高热泵系统性能。适合用于过渡季夜间温度较低的情况，当冷却塔出水温度低于土壤温度时，可以利用冷却塔来降低土壤温度。

策略 4) 冷却塔定时运行，根据建筑负荷特性，在一天中建筑负荷较大的时段开启辅助冷却装置；在负荷较小的时段里，关闭辅助冷却塔。

根据以往的研究和总结，找到一天中建筑物负荷最大的时候，在这些时候使冷却塔和地下埋管换热器联合运行，在负荷较小的时段里，热泵单独运行。但由于建筑的负荷随室外气象条件变化很大，很难精确的确定一天中负荷最大的时段，只能根据经验确定，与实际有很大的偏差。而且当建筑负荷较大时一般天气条件也比较恶劣，不利于冷却塔的运行，在不需要冷却塔运行的时候其也可能处于运行状态，造成能源浪费。所以这种运行策略很可能造成系统能耗的增高和初投资的增大，但是优点在于控制简单，易操作。

4.3.3 新的运行策略设想

目前针对以上这四种运行策略的研究^[31-37]较多，而且具体的设定值和控制方法又随地区和建筑类型的不同而异。

除了上述四种常见的运行策略，也有一些其他的、新的策略和设想：

1) 在制冷运行时以冷却塔为主、地埋管换热器为辅，而在制热时只采用地埋管换热器的运行策略。地埋管换热器的控制逻辑如下：以经过冷却塔环路冷却后的板式换热器出水温度作为控制信号，如果该温度超过设定值，则地埋管换热器运行，反之地埋管换热器停止运行。

在文献[33]中，笔者讨论了 28℃、32℃及 36℃三个温度设定值，模拟结果证明了在长沙地区当取设定值为 28℃时，系统运行 20 年的总能耗最低，但是在此策略下的总能耗仍高于温差控制下的能耗；在广州地区当设定值为 32℃时，系统运行 20 年的总能耗最低，且在此策略下的总能耗是所有策略中最低的。

2) 地源热泵机组之所以有较高的 COP，是由于其在最炎热的时候仍能从温度恒定的土壤中获得较低温度的冷却水，提高了机组的效率。但是在过渡季室外温度较低时，有时利用冷却塔散热可以获得更低温度的冷却水，因此设想：过渡季室外温度较低时运行冷却塔，主要提供冷量，当可以获得低于土壤温度的冷却水时，可用来降低土壤温度，室外温度较高时运行地埋管为主，冷却塔辅助运行。

3) 计算地埋管换热器在冬、夏季需要承担的热量和冷量，得到冷却塔需要承担的冷量，先直接运行冷却塔，待其散热量达到了应承担的冷量值后，停止运行冷却塔。这种控制方法以维持土壤热平衡为主要目的，节能效果的优势不明显。

4) 在过渡季非空调时段，机组停运，利用冷却塔来降低土壤温度。这种控制方法利用了土壤的蓄冷作用，前提是利用冷却塔散热能获得比土壤温度更低的冷却水，这在最热的时候当然是不能实现的，而在过渡季（3 月到 5 月，10 月）是有可能实现的。

4.4 不同设计方法下的各种运行策略比较

设计方案 1 中地埋管设计的可以满足建筑的负荷需求，同时选择了冷却塔来辅助散热，冷却塔的用途就是维持土壤的热平衡，这种设计方案无疑初投资较高，但是运行策略选择灵活。

设计方案 2 和方案 3 可以节省很大一部分初投资，但是其对运行策略的选择有很大的限制，首先这里冷却塔不是只起到热平衡的作用，更重要的是它要与地埋管换热器一起向用户提供冷量，地埋管容量设计的只能满足热负荷的要求，在制冷季较热的时候，冷却塔必须运行。

4.4.1 设计方案 1 下各种策略的热平衡效果与运行特性分析

(1) 策略一

当热泵机组的进口水温超过某一设定值时，开启辅助冷却塔；当温度恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。这是冷却塔的一个典型的运行方式，设定温度通常控制在 24℃~35℃之间^[34]。设定温度分别取为 22℃、24℃、26℃、28℃、30℃、32℃，运行结果如表 4.4 所示：

表 4.4 设计方案 1 策略一下的热平衡效果与运行特性

设定温度/℃	地埋管区域土壤 10 年温升/℃	冷却塔 10 年累积排热量/MWh	地埋管 10 年累积传热量/MWh	设备 10 年运行总能耗/MWh					
				热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
22	3.46	603.6	766.6	627.3	229.3	42.8	27.3	13.7	940.3
24	3.67	560.4	809.5	629.3	229.3	42.8	22.8	11.4	935.5
26	4.12	476.0	890.9	633.2	229.3	42.8	16.6	8.3	930.3
28	4.64	375.1	989.3	639.4	229.3	42.8	11.1	5.6	928.2
30	5.30	250.4	1108.9	647.6	229.3	42.8	6.2	3.1	929.0
32	6.05	121.9	1230.3	655.9	229.3	42.8	2.5	1.2	931.7

从表 4.4 中可以看出，不同设定温度下设备运行的总能耗总计差别不大。这是由于当设定温度较低时，冷却塔运行的时间较多，冷却塔及冷却塔循环泵能耗增大，但此时的地埋管区域土壤温升较小，热泵运行 COP 较高，热泵机组能耗减小了，总能耗差别不大，反之亦然。

温度设定值越高，冷却塔累积排热量越少，地埋管累积排热量越多。当设定温度为 22℃时，冷却塔承担了较多的排热量，减小了地埋管排热量与吸热量的不平衡程度，地埋管运行 10 年的温升为 3.46℃。控制热泵进口水温超过 22℃时开启冷却塔，并不是保证热泵进口水温为 22℃，而是增加了冷却塔开启的时间，当负荷不是很大的时候也开启冷却塔。

通常冷水机组标定的冷却水进出口水温为 32/37℃，而对于地源热泵系统而言，其地埋管侧循环水通过与土壤换热，在负荷不是很大的时候，是能够获得低于 32℃的冷却水的，常规地源热泵系统运行第一年的热泵进口水温如图 4.1 所示。

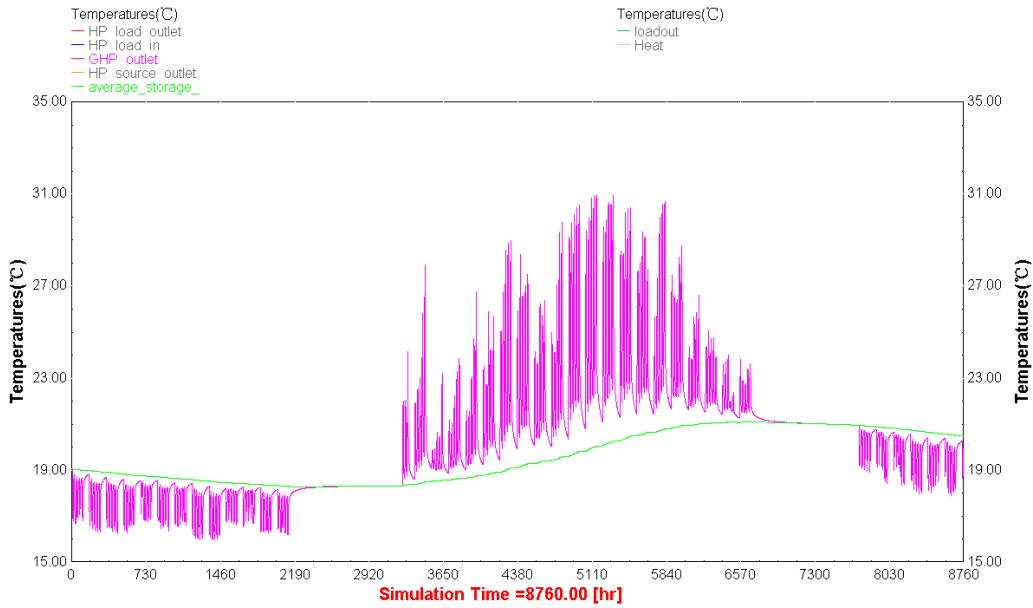


图 4.1 热泵进口水温（地源热泵运行第一年）

如果我们设定当热泵进口水温超过 32°C 时开启冷却塔，那么只有当通过地埋管不能获得 32°C 的冷却水时才会开启冷却塔，这样一来冷却塔没有起到的充分的散热作用，如图 4.2 所示，在热泵运行的前两年冷却塔没有运行，从第三年开始才运行了很短的时间。

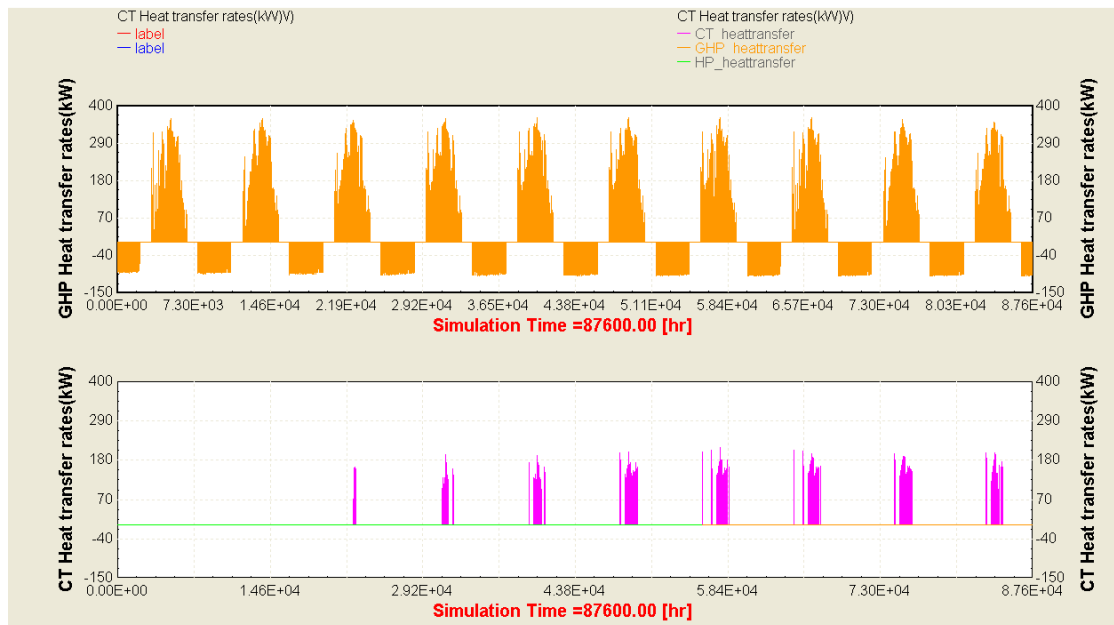


图 4.2 地埋管与冷却塔的逐时取放热量（方案 1 策略一）

此时由于冷却塔运行的时间短，冷却塔承担的排热量很少，地埋管运行 10 年温升为 6.05°C，不平衡问题还是较严重。

(2) 策略二

当热泵机组的进口水温与室外干球温度的差值大于设定值时，开启辅助冷却塔；当差值恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。温差设定温度分别取为 3℃、4℃、5℃、6℃、7℃，结果如表 4.5 所示：

表 4.5 设计方案 1 策略二下的热平衡效果与运行特性

温差设定值℃	地埋管区域土壤 10 年温升℃	冷却塔 10 年累积排热量 MWh	地埋管 10 年累积传热量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
2	4.86	337.0	1027.5	643.1	229.3	42.8	9.4	4.7	929.3
3	5.24	267.7	1092.8	648.3	229.3	42.8	6.8	3.4	930.6
4	5.62	201.6	1155.1	652.0	229.3	42.8	4.7	2.3	931.1
5	5.98	140.5	1211.9	655.4	229.3	42.8	3.0	1.5	932.0
6	6.27	93.3	1256.1	658.0	229.3	42.8	1.8	0.9	932.8
7	6.49	57.7	1289.1	659.9	229.3	42.8	1.0	0.5	933.6

根据热泵进口水温与室外干球温度的温差控制缓解热平衡的效果并不明显。对于温差设定值为 2℃ 的情况，虽然冷却塔与冷却塔循环泵的能耗有所增加，但是由于土壤温升较小，热泵运行能耗减少了，而使得总能耗反而小于其它设定值的能耗。

(3) 策略三

当热泵机组的进口水温与室外湿球温度的差值大于设定值时，开启辅助冷却塔；当差值恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。温差设定温度分别取为 2℃、3℃、4℃、5℃、6℃，结果如表 4.6 所示：

表 4.6 设计方案 1 策略三下的热平衡效果与运行特性

温差设定值℃	地埋管区域土壤 10 年温升℃	冷却塔 10 年累积排热量 MWh	地埋管 10 年累积传热量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
2	3.66	566.8	805.6	630.3	229.3	42.8	21.3	10.6	934.3
3	3.89	520.4	851.2	633.3	229.3	42.8	17.7	8.9	931.9
4	4.20	459.1	910.8	637.1	229.3	42.8	14.1	7.1	930.3
5	4.58	384.8	981.6	641.3	229.3	42.8	10.5	5.3	929.2
6	5.00	306.8	1055.3	645.7	229.3	42.8	7.5	3.8	929.1

根据热泵进口水温与室外湿球温度的温差控制运行策略的热平衡效果优于热泵进口水温与室外干球温度的运行策略，但是热平衡效果仍没有达到可接受的范围内。

(4) 策略四

当热泵机组的进口水温与室外湿球温度的差值大于设定值时，开启辅助冷却塔；当差值恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。且当热泵机组的进口水温超过某一设定值时，开启辅助冷却塔。温差设定温度分别取为 2℃、3℃、4℃、5℃、6℃，温度设定值为 28℃、30℃、32℃，结果如表 4.7 所示。

表 4.7 设计方案 1 策略四下的热平衡效果与运行特性

设定温度/℃	温差设定值/℃	地埋管区域土壤 10 年温升/℃	冷却塔 10 年累积排热量/MWh	地埋管 10 年累积传热量/MWh	设备 10 年运行总能耗/MWh					
					热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
28	2	3.48	599.4	792.8	620.5	226.6	42.3	23.0	15.1	927.5
	3	3.65	566.4	808.1	630.0	229.3	42.8	20.2	11.9	934.2
	4	3.82	531.3	842.2	631.8	229.3	42.8	17.7	10.4	932.1
	5	4.05	485.6	886.4	634.1	229.3	42.8	15.1	8.9	930.2
	6	4.27	443.6	925.5	636.0	229.3	42.8	13.3	7.9	929.2
30	2	3.65	568.9	803.5	630.1	229.3	42.8	21.4	11.4	934.9
	3	3.82	531.5	841.1	632.5	229.3	42.8	18.2	10.0	932.8
	4	4.05	486.8	885.4	635.2	229.3	42.8	15.3	8.0	930.5
	5	4.33	431.4	939.1	638.1	229.3	42.8	12.3	6.9	929.3
	6	4.60	376.7	990.9	640.9	229.3	42.8	9.9	5.5	928.4
32	2	3.66	566.8	805.6	630.3	229.3	42.8	21.3	10.6	934.3
	3	3.89	520.8	850.9	633.2	229.3	42.8	17.7	8.9	931.9
	4	4.19	460.5	909.5	637.0	229.3	42.8	14.1	7.2	930.4
	5	4.54	391.5	975.4	640.9	229.3	42.8	10.7	5.7	929.4
	6	4.91	321.7	1041.8	644.7	229.3	42.8	7.9	4.1	928.9

温差控制与温度控制的联合运行策略的优点在于既考虑了对冷却塔比较有利的运行天气条件，又考虑到了建筑负荷，因此其效果应该优于同等参数下的温度控制和温差运行策略。

以温度设定值 28℃，温差设定值为 2℃为例，热泵运行第一年的地埋管取热量与冷却塔排热量的逐时变化情况如图 4.3 所示。

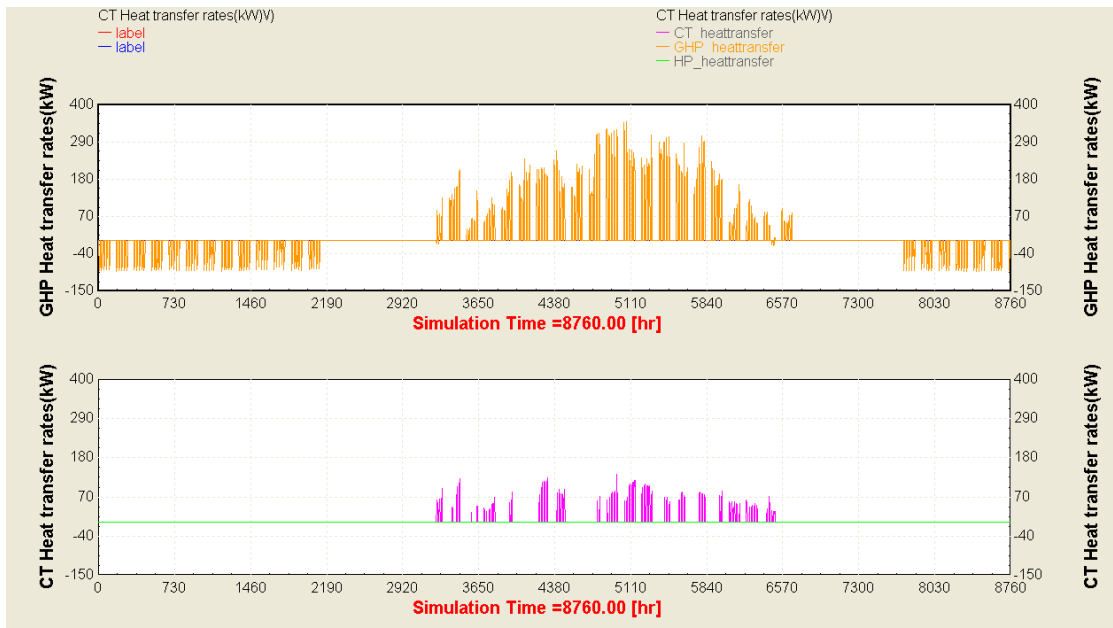


图 4.3 地埋管与冷却塔的逐时取放热量（方案 1 策略四）

当取温度设定值 28°C ，温差设定值为 2°C 时，冷却塔承担的排热量较少，这主要是由于设计方案 1 中的地埋管换热器本身就足以承担所有的空调负荷，在热泵运行的第一年通过地埋管能够得到较低的埋管出水温度，因此通过冷却塔的散热量很有限。这种情况下热泵运行 10 年的土壤温升为 3.48°C ，随着土壤温度的升高，地埋管的散热能力逐渐减小，而通过冷却塔的散热量逐渐增加。

(5) 策略五

热泵机组间歇运行，白天热泵机组运行，夜间热泵停运，开启冷却塔，使其和地埋管换热器串联运行。热泵机组运行时间 $8:00\sim 18:00$ ，所以冷却塔夜间开启的时间最多为 14h，热泵停运便立即开启冷却塔散热，分别取冷却塔夜间开启时间为 6h、8h、10h、12h、14h，结果如表 4.8 所示：

表 4.8 设计方案 1 策略五下的热平衡效果与运行特性

冷却塔 夜间开 启时间 h	地埋管 区域土 壤 10 年 温升 $^{\circ}\text{C}$	冷却塔 10 年累 积排热 量 MWh	地埋管 10 年累 积传热 量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵 机组	地埋 管循 环泵	负荷 侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	总计
6	5.93	190.5	1229.3	651.2	293.6	42.3	17.4	8.7	1013.3
8	5.68	244.8	1177.3	657.5	318.7	42.8	23.2	11.6	1053.9
10	5.46	298.3	1142.7	656.2	341.1	42.8	29.1	14.5	1083.7
12	5.24	347.7	1126.5	647.2	360.9	42.3	34.9	17.4	1102.8
14	5.08	381.8	1084.4	653.8	386.0	42.8	40.7	20.4	1143.7

这种运行策略相比前几种运行策略而言，增加了一部分地埋管循环泵能耗，

因此总能耗相比前几种策略较高。其优点是控制方法简单，易操作，但是从表中可以看出热平衡效果并不理想，这主要是由于制冷季节的夜间，温度虽然相比白天较低，但是通过冷却塔获得的水温并不一定低于此时的土壤温度，因此并不一定能对土壤起到冷却作用。

以夜间运行 12h 为例，地理管与冷却塔取放热量的逐时变化情况如图 4.4 所示。



图 4.4 地理管与冷却塔的逐时取放热量（方案 1 策略五）

从上图可以看出，此策略中冷却塔的作用并不是承担空调运行所需的排热量，而是在夜间从土壤中吸热，即冷却土壤。在第一年由于土壤温度还较低，冷却塔的冷却效果并不明显，随着热泵的运行，土壤温度的升高，冷却塔从土壤中的吸热量在逐渐增加。因此这种运行策略较适合地源热泵的改造项目，尤其是地源热泵运行一段时间已经造成土壤一定温升的项目。

(6) 策略六

冷却塔定时运行，根据建筑负荷特性，在一天中建筑负荷较大的时段开启冷却塔；在负荷较小的时段里，关闭辅助冷却塔。

热泵机组运行时间 8:00~18:00，一般中午 12:00~15:00 这段时间里负荷较大，分别设定冷却塔的运行时间为 12:00~15:00、11:00~16:00、10:00~17:00、9:00~18:00，结果如表 4.9 所示：

表 4.9 设计方案 1 策略六下的热平衡效果与运行特性

冷却塔运行时间	地埋管区域土壤 10 年温升℃	冷却塔 10 年累积排热量 MWh	地埋管 10 年累积传热热量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
12:00~15:00	5.47	260.2	1110.0	648.5	229.3	42.8	8.7	4.4	933.7
11:00~16:00	4.73	389.8	983.9	640.6	229.3	42.8	14.6	7.3	934.6
10:00~17:00	4.11	498.1	876.1	634.0	229.3	42.8	20.4	10.2	936.7
09:00~18:00	3.64	583.9	792.6	629.1	229.3	42.8	26.2	13.1	940.6
空调时间全开	3.43	612.8	756.9	626.8	229.3	42.8	29.1	14.6	942.6

在上表中，冷却塔在负荷相对较大的时段定时开启，设定冷却塔的运行时间从 3 小时增加到 8 小时，冷却塔承担的排热量逐渐增大，冷却塔及其循环泵能耗也在增大，总能耗也有所增加。

(7) 策略七

在过渡季非空调时段，机组停运，利用冷却塔来降低土壤温度。空调系统年运行时间见表 2.1，在制冷刚刚结束的过渡季（10 月 7 日~11 月 18 日）开启冷却塔，在这段时间里分别取冷却塔开启时间为 8h、10h、12h、14h、16h、18h、20h，结果如表 4.10 所示：

表 4.10 设计方案 1 策略七下的热平衡效果与运行特性

冷却塔开启时间 h	地埋管区域土壤 10 年温升℃	冷却塔 10 年累积排热量 MWh	地埋管 10 年累积传热热量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
6	5.49	236.3	1139.0	657.2	258.4	42.8	7.6	3.8	969.7
8	5.11	308.1	1077.4	655.4	268.1	42.8	10.1	5.0	981.4
10	4.74	377.7	1017.7	653.7	277.8	42.8	12.6	6.3	993.2
12	4.39	444.5	960.7	652.0	287.5	42.8	15.1	7.6	1005.0
14	4.07	504.1	908.5	650.5	297.2	42.8	17.6	8.8	1017.0
16	3.79	550.9	864.1	649.2	306.9	42.8	20.2	10.1	1029.2
18	3.57	589.5	827.8	648.2	316.6	42.8	22.7	11.3	1041.6
20	3.38	622.6	796.7	647.3	326.3	42.8	25.2	12.6	1054.2
22	3.21	653.5	768.7	646.5	336.0	42.8	27.7	13.9	1066.9

策略七与策略五同样增加一部分地埋管循环泵能耗，因此总能耗较其它几种策略比较大，但是其缓解土壤温升的效果相比策略五较好。以冷却塔的开启时间 20h 为例，冷却塔排热量与地埋管排热量的逐时变化情况如图 4.5 所示。

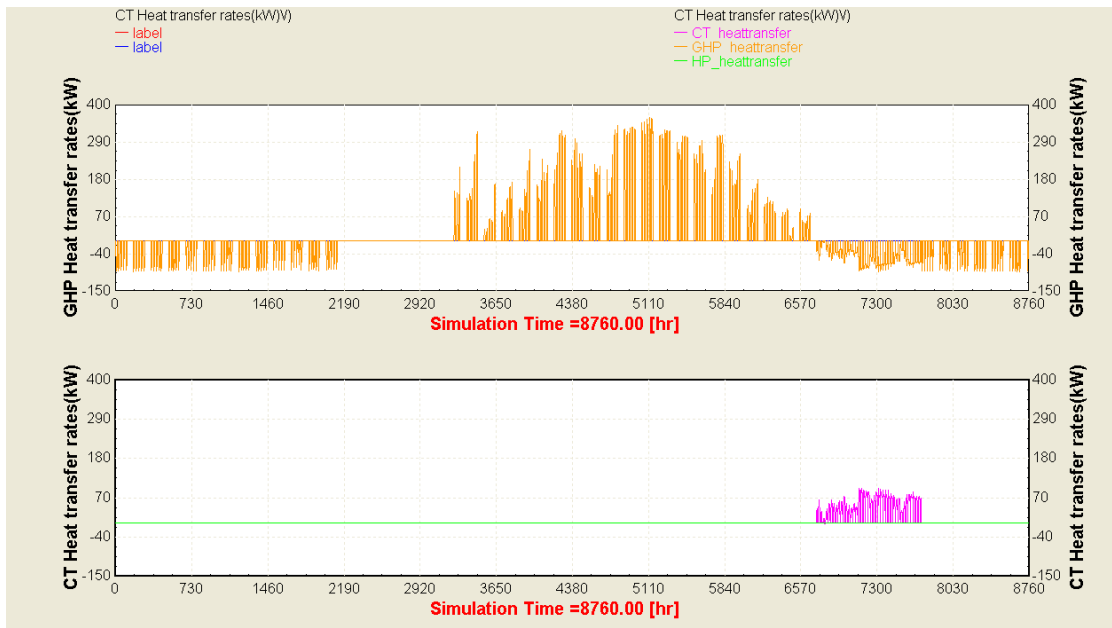


图 4.5 地理管与冷却塔的逐时取放热量（方案 1 策略七）

策略七是在过渡季利用冷却塔获得的低温冷水来冷却土壤，其原理与策略五相同，区别在于过渡季的夜间温度要比制冷季的夜间低，更有利于冷却塔的运行，如图 4.5 所示，与策略五相比，其从土壤中的取热量要多一些。

4.4.2 设计方案 1 下各种策略的对比与分析

在上面一小节的分析中，各策略的热平衡效果都并不理想，但是有必要对其进行进一步的对比与分析，将热平衡效果相对较好的策略汇总于表 4.11 中。

表 4.11 设计方案 1 下各策略的对比

设计方案 1	设定值	地理管区域土壤 10 年温升 $^{\circ}\text{C}$	设备 10 年运行总能耗 MWh					总计
			热泵机组	地理管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	
策略一 (温度控制)	22 $^{\circ}\text{C}$	3.46	627.3	229.3	42.8	27.3	13.7	940.3
	24 $^{\circ}\text{C}$	3.67	629.3	229.3	42.8	22.8	11.4	935.5
策略二 (温差控制, 干球)	2 $^{\circ}\text{C}$	4.86	643.1	229.3	42.8	9.4	4.7	929.3
	3 $^{\circ}\text{C}$	5.24	648.3	229.3	42.8	6.8	3.4	930.6
策略三 (温差控制, 湿球)	2 $^{\circ}\text{C}$	3.66	630.3	229.3	42.8	21.3	10.6	934.3
	3 $^{\circ}\text{C}$	3.89	633.3	229.3	42.8	17.7	8.9	931.9
策略四 (温度+温差, 湿球)	30 $^{\circ}\text{C}/2^{\circ}\text{C}$	3.65	630.1	229.3	42.8	21.4	11.4	934.9
	30 $^{\circ}\text{C}/3^{\circ}\text{C}$	3.82	632.5	229.3	42.8	18.2	10.0	932.8
策略五 (夜间开启)	10h	5.46	656.2	341.1	42.8	29.1	14.5	1083.7
	12h	5.24	647.2	360.9	42.3	34.9	17.4	1102.8
策略六 (定时开启)	10:00~17:00	4.11	634.0	229.3	42.8	20.4	10.2	936.7
	09:00~18:00	3.64	629.1	229.3	42.8	26.2	13.1	940.6
	空调时间全开	3.43	626.8	229.3	42.8	29.1	14.6	942.6
策略七 (过渡季开启)	18h	3.57	648.2	316.6	42.8	22.7	11.3	1041.6
	20h	3.38	647.3	326.3	42.8	25.2	12.6	1054.2

在上表中, 策略二与策略五的热平衡效果最差, 温度控制、温差控制(湿球)、定时开启与过渡季开启这几种策略下的土壤 10 年温升仍大于 3 $^{\circ}\text{C}$, 但是在合理设定参数的条件下土壤温升已经接近 3 $^{\circ}\text{C}$ 了, 因此考虑采用联合运行策略, 如表 4.12 所示。

表 4.12 设计方案 1 下的联合运行策略对比

设计方案 1	设定值	地理管区域土壤 10 年温升 $^{\circ}\text{C}$	设备 10 年运行总能耗 MWh					总计
			热泵机组	地理管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	
策略一+策略七 (温度控制+过渡季开启)	22 $^{\circ}\text{C}+20\text{h}$	1.54	621.1	326.3	42.8	50.7	25.3	1066.2
	28 $^{\circ}\text{C}+20\text{h}$	2.38	632.8	326.3	42.8	33.2	16.6	1051.7
策略三+策略七 温差控制(湿球)+过渡季开启	3 $^{\circ}\text{C}+20\text{h}$	1.92	627.5	326.3	42.8	39.0	19.5	1055.2
	4 $^{\circ}\text{C}+20\text{h}$	2.16	630.9	326.3	42.8	35.2	17.6	1052.9
策略六+策略七 (定时开启+过渡季开启)	09:00~18:00 +20h	1.58	622.0	326.3	42.8	51.4	25.7	1068.2

在上表中，分别将温度控制、温差控制（湿球）、定时开启与过渡季开启联合应用，在此情况下的土壤 10 年温升都在可接受的范围之内，但是由于过渡季的运行增加了地埋管、冷却塔与冷却塔循环泵的能耗，总能耗明显较大。

综合以上对比分析，我们发现对于新建建筑而言，采用设计方案 1 要实现土壤热平衡其代价是比较大的，相比新建建筑，设计方案 1 更加适合于既有建筑的改造。

对于既有建筑而言，热泵运行一段时间，土壤温度会有一定程度的升高，以本模型为例，地源热泵系统运行 5 年的温度升高到 24.2℃，温升为 5.13℃。若在第五年，对此系统增设冷却塔辅助散热，采用策略一与策略七联合控制，温度设定值 22℃，过渡季冷却塔开启 20h，再次运行 5 年后，地埋管区域土壤温度为 22.53℃，土壤温度相比第五年最终降低了 1.67℃，相比土壤初始温度的温升为 3.46℃。若继续运行，土壤温度会继续减低，最终会降到可接受的范围内。其第 5 年到第 10 年的地埋管与冷却塔逐时取放热量如图 4.6 所示，地埋管区域土壤平均温度与热泵进口水温如图 4.7 所示。

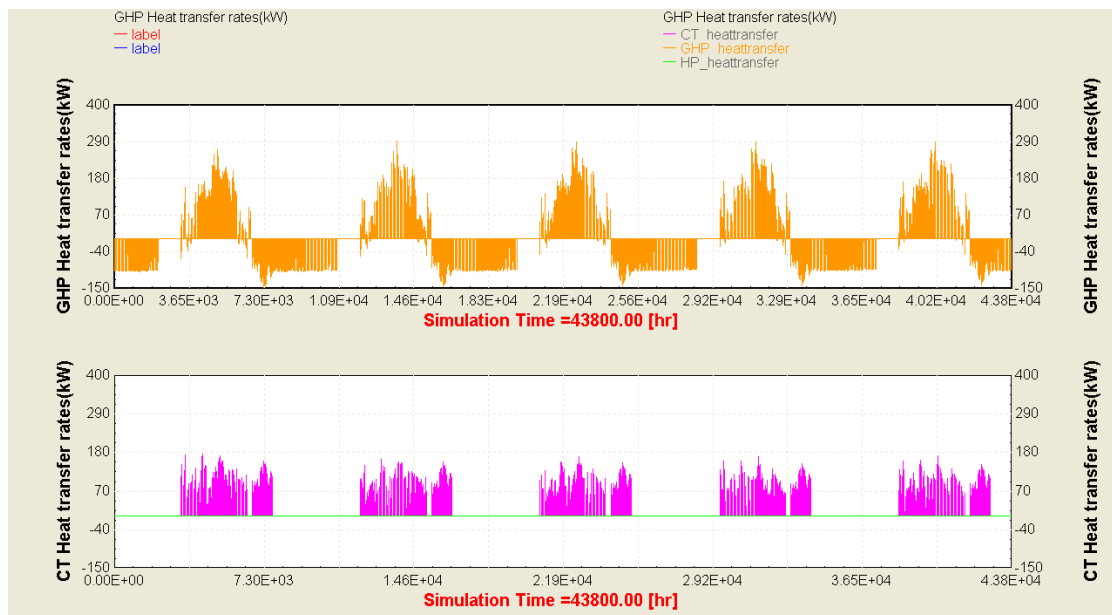


图 4.6 地埋管与冷却塔的逐时取放热量（策略一+策略七，第 5-10 年）

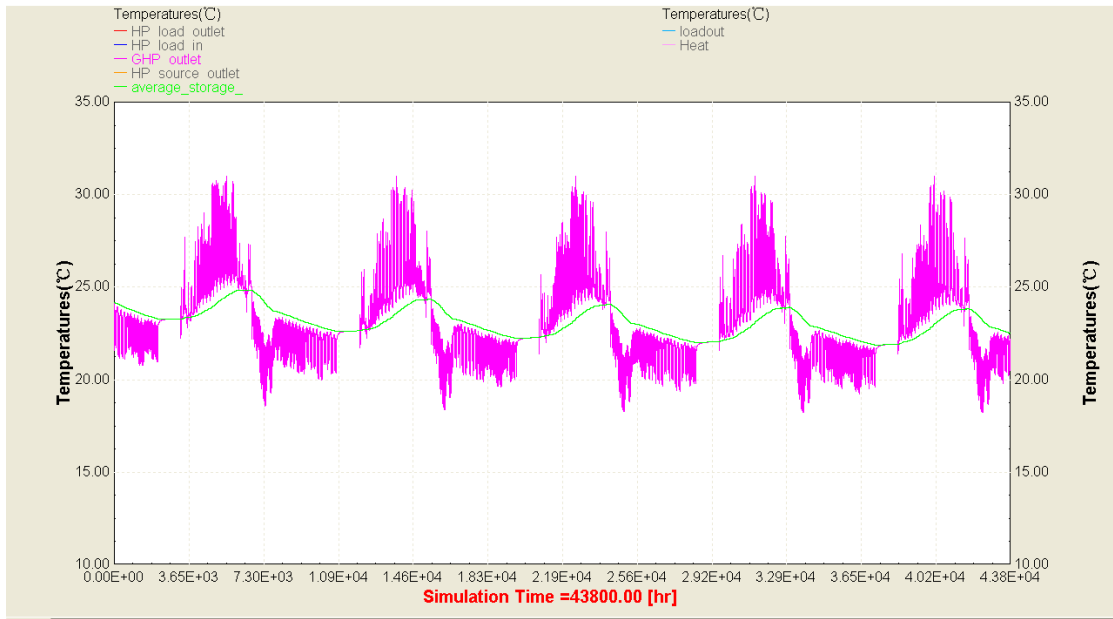


图 4.7 土壤均温与热泵进口水温（策略一+策略七，第 5-10 年）

对于某些由于长期运行已导致土壤温升较严重而不能继续使用的系统，可通过增设冷却塔，在过渡季将冷却塔与地理管串联来冷却土壤。

以本系统为例，地源热泵运行 10 年土壤温度升高为 26.32℃，此时地理管出水温度升高，热泵效率严重降低。将热泵停运，在过渡季 3 月 31 日~5 月 15 日，10 月 7 日~11 月 18 日开启冷却塔，每日开启 20h，一年后土壤温度降为 24℃，相对土壤初始温度的温升为 4.93℃。若增大冷却塔的运行时间，在过渡季 3 月 31 日~5 月 15 日，10 月 7 日~12 月 31 日开启冷却塔，每日开启 20h，一年后土壤温度降为 22.63℃，相对土壤初始温度的温升为 3.56℃。之后第二年再运行冷却塔辅助地源热泵系统，可采用上述推荐的联合运行策略，以保证复合系统的持续稳定运行。

4.4.3 设计方案 2 下各种策略的热平衡效果与运行特性分析

(1) 策略一

当热泵机组的进口水温超过某一设定值时，开启辅助冷却塔；当温度恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。设定温度分别取为 22℃、24℃、26℃、28℃、30℃、32℃，结果如表 4.13 所示。

表 4.13 设计方案 2 策略一下的热平衡效果与运行特性

设定温度/℃	地埋管区域土壤 10 年温升/℃	冷却塔 10 年累积排热量/MWh	地埋管 10 年累积传热量/MWh	设备 10 年运行总能耗/MWh					
				热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
22	1.23	1263.7	178.5	628.9	114.6	42.8	66.8	13.4	866.5
24	1.61	1221.1	220.3	632.8	114.6	42.8	59.5	11.9	861.7
26	2.09	1166.0	273.8	639.4	114.6	42.8	52.7	10.5	860.1
28	2.87	1075.5	364.8	653.3	114.6	42.8	43.3	8.7	862.7
30	4.02	949.8	489.5	674.0	114.6	42.8	34.2	6.8	872.4
32	5.25	824.2	613.3	695.7	114.6	42.8	27.0	5.4	885.7

从上表可以看出，当温度设定值在 22℃、24℃、26℃、28℃时，地埋管区域土壤 10 年温升都小于 3℃，在可接受的范围内。这四种设定温度下不仅热平衡效果好，而且运行费用也较低，这主要是因为土壤温升较小，能获得更低的热泵进口水温，热泵运行能耗有较大幅度的减小。当设定温度为 22℃时，由于冷却塔承担了大部分的散热量，地埋管从土壤中的取放热量的不平衡程度很小，土壤 10 年温升只有 1.23℃，热平衡效果较好，热泵夏季进口水温控制在了较低的范围之内，这对热泵夏季 COP 是有利的，所以此时的热泵机组能耗也是最低的。

地源热泵之所以较常规机组的制冷 COP 较高，是因为它在夏季能获得更低的冷却水，设定温度为 32℃是标准工况下的温度值，若将温度设定值确定为 32℃，那么只有当热泵进口水温超过 32℃时才开冷却塔辅助冷却，这之前都靠地埋管换热器来承担散热，而本设计中地埋管只能承担热负荷值对应的散热量，这时不仅地埋管区域的土壤温升较高，热泵运行效率也明显的降低，运行能耗增大。

(2) 策略二

当热泵机组的进口水温与室外湿球温度的差值大于设定值时，开启辅助冷却塔；当差值恢复到该设定值时，关闭辅助冷却塔。温差设定温度分别取为 2℃、3℃、4℃、5℃、6℃，结果如表 4.14 所示。

表 4.14 设计方案 2 策略二下的热平衡效果与运行特性

温差 设定 值/℃	地埋管 区域土 壤 10 年 温升/℃	冷却塔 10 年累 积排热 量 MWh	地埋管 10 年累 积传热 量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵 机组	地埋 管循 环泵	负荷 侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	总计
2	1.53	1236.6	210.1	634.7	114.6	42.8	62.5	12.5	867.2
3	2.07	1178.5	269.6	644.0	114.6	42.8	55.1	11.0	867.6
4	2.73	1105.5	342.3	655.4	114.6	42.8	47.7	9.5	870.2
5	3.42	1029.0	416.9	667.1	114.6	42.8	41.6	8.3	874.4
6	4.05	959.2	485.1	678.3	114.6	42.8	36.7	7.3	879.7

从上表可以看出, 当温差设定值在 2℃、3℃、4℃时, 地埋管区域土壤 10 年温升都小于 3℃, 在可接受的范围内。这三种设定温差下不仅热平衡效果好, 而且运行费用也较低, 这主要是因为热泵运行能耗减小了。

(3) 策略三

当热泵机组的进口水温与室外湿球温度的差值大于设定值时, 开启辅助冷却塔; 当差值恢复到该设定值时, 关闭辅助冷却塔。且当热泵机组的进口水温超过某一设定值时, 开启辅助冷却塔。

当策略一的温度控制设定温度在 30℃以下, 或者当策略二的温差控制设定温度在 5℃以下时, 地埋管区域的 10 年温升都可以控制在 3℃以内, 热平衡效果很好, 无需再与其它的策略联合控制, 因此联合控制的温度设定值取 30℃、32℃, 温差设定温度分别取为 4℃、5℃、6℃, 结果如表 4.15 所示。

表 4.15 设计方案 2 策略三下的热平衡效果与运行特性

设定 温 度/℃	温差 设定 值/℃	地埋管 区域土 壤 10 年 温升/℃	冷却塔 10 年累 积排热 量 MWh	地埋管 10 年累 积传热 量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
					热泵 机组	地埋 管循 环泵	负荷 侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	总计
30	4	2.55	1132.9	322.6	653.0	114.6	42.8	54.5	10.9	875.9
	5	2.97	1089.5	365.5	658.9	114.6	42.8	50.7	10.1	877.2
	6	3.30	1056.7	397.9	663.4	114.6	42.8	48.1	9.6	878.6
32	4	2.56	1131.2	322.2	652.3	114.6	42.8	52.6	10.5	872.8
	5	3.14	1072.9	381.6	661.2	114.6	42.8	48.3	9.7	876.7
	6	3.58	1028.6	425.6	667.5	114.6	42.8	45.5	9.1	879.5

如上表所示, 有三种情况下的土壤温升是小于 3℃的, 在可接受的范围内。

(4) 策略四

热泵机组间歇运行, 白天热泵机组运行时, 当热泵机组的进口水温超过某一设定值时, 开启辅助冷却塔; 当温度恢复到该设定值时, 关闭辅助冷却塔。

夜间热泵停运时，开启冷却塔，使其和地埋管换热器串联运行。设定温度分别取 30℃、32℃，冷却塔夜间开启时间取 6h、8h、10h、12h、14h，在空调停机的时刻即为冷却塔开启的时刻，结果如表 4.16 所示。

表 4.16 设计方案 2 策略四下的热平衡效果与运行特性

设定温度/℃	冷却塔夜间开启时间/h	地埋管区域土壤 10 年温升/℃	冷却塔 10 年累积排热量/MWh	地埋管 10 年累积传热量/MWh	设备 10 年运行总能耗/MWh					
					热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
30	6	3.51	1038.0	436.0	672.7	148.1	42.8	75.9	15.2	954.7
	8	3.36	1062.7	421.9	672.2	159.4	42.8	90.1	18.0	982.5
	10	3.24	1085.7	409.2	671.8	170.6	42.8	104.2	20.8	1010.2
	12	3.13	1106.5	397.4	671.4	181.8	42.8	118.3	23.7	1038.0
	14	3.05	1117.1	389.4	671.0	193.0	42.8	132.6	26.5	1065.9
32	6	4.39	943.4	529.9	692.6	148.1	42.8	68.6	13.7	965.8
	8	4.20	972.8	511.5	691.7	159.4	42.8	82.7	16.5	993.1
	10	4.03	1000.9	494.0	690.9	170.6	42.8	96.8	19.4	1020.5
	12	3.88	1024.9	479.0	690.1	181.8	42.8	111.0	22.2	1047.9
	14	3.76	1038.9	467.4	689.4	193.0	42.8	125.3	25.1	1075.6

在策略一的分析中已经得知，设定值为 30℃ 的温度运行策略下土壤 10 年温升为 4.02℃，设定值为 32℃ 时土壤 10 年温升为 5.25℃，从表 4.16 中可以看出，冷却塔夜间开启配合温度控制有利于缓解土壤的温升，但是由于在制冷季的夜间通过冷却塔能够获得的冷水温度有限，联合策略仍没有达到热平衡要求。

(5) 策略五

在制冷季空调时段，当热泵机组的进口水温超过某一设定值时，开启冷却塔辅助供冷；且在过渡季非空调时段，机组停运，利用冷却塔来降低土壤温度。设定温度分别取为 30℃、32℃，在制冷刚刚结束的过渡季（10 月 7 日~11 月 18 日）开启冷却塔，取冷却塔开启时间为 8h、12h、16h、20h，结果如表 4.17 所示。

表 4.17 设计方案 2 策五下的热平衡效果与运行特性

设定温度℃	冷却塔开启时间 h	地埋管区域土壤 10 年温升℃	冷却塔 10 年累积排热量 MWh	地埋管 10 年累积传热量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
					热泵机组	地埋管循环泵	负荷侧循环泵	冷却塔循环泵	冷却塔	总计
30	6	3.09	1049.5	408.1	672.8	129.2	42.8	51.6	10.3	906.7
	10	2.59	1105.8	362.7	671.8	138.9	42.8	64.0	12.8	930.2
	14	2.26	1144.6	331.6	671.4	148.6	42.8	76.0	15.2	954.0
	18	2.02	1170.7	309.8	671.1	158.3	42.8	88.3	17.7	978.1
	22	1.84	1192.0	293.1	670.8	168.0	42.8	100.6	20.1	1002.4
32	6	4.03	946.8	510.3	693.3	129.2	42.8	44.8	9.0	919.0
	10	3.50	1005.0	463.0	692.1	138.9	42.8	56.7	11.3	941.9
	14	3.10	1049.1	426.6	691.4	148.6	42.8	68.8	13.8	965.4
	18	2.83	1079.7	400.4	690.9	158.3	42.8	81.0	16.2	989.2
	22	2.61	1104.7	380.1	690.3	168.0	42.8	93.4	18.7	1013.2

在上表中，有六种参数设定情况达到了热平衡的要求，相比策略四，在过渡季更有利于冷却塔的运行。这种控制方法相比前三种策略增加了一部分地埋管循环泵的能耗，总能耗相比较大。

以温度设定值 32℃，过渡季冷却塔的运行 22h 为例，热泵系统运行第一年的地埋管与冷却塔的逐时排取热量如图 4.8 所示，地埋管区域土壤平均温度、埋管出水温度与热泵 COP 的变化情况如图 4.9 所示。

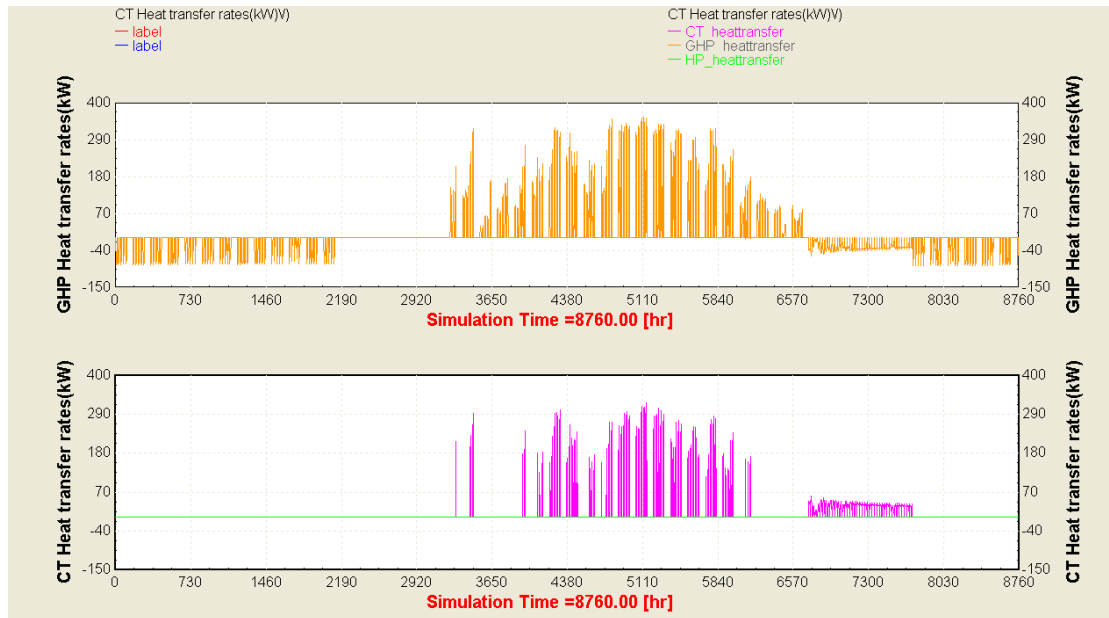


图 4.8 地埋管与冷却塔的逐时排热量（方案 2 策略五）

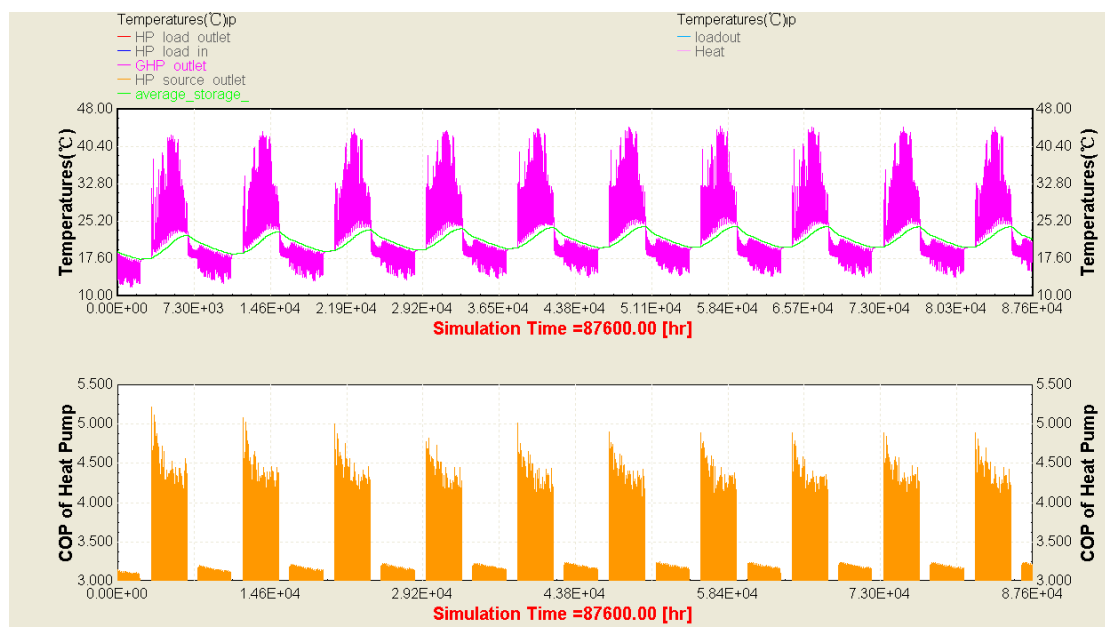


图 4.9 土壤平温、埋管出水温度与热泵 COP(方案 2 策略五)

如上图所示，这种运行策略由于温度设定值较高，虽然在过渡季通过冷却塔获得的低温水来冷却土壤，保证了土壤全年温度变化在可接受的范围内，但是由于埋管的设计容量只能满足热负荷的需求，在过高温设定值的控制方法下，夏季热泵进口水温明显较高，热泵夏季 COP 明显较低，热泵运行能耗显著高于前几种满足热平衡要求的运行策略，因此不推荐采用这种控制方法。

(6) 策略六

冷却塔定时运行，根据建筑负荷特性，在一天中建筑负荷较大的时段开启辅助冷却装置；在负荷较小的时段里，关闭辅助冷却塔。热泵机组运行时间 8:00~18:00，一般中午 12:00~15:00 这段时间里负荷较大，分别设定冷却塔的运行时间为 12:00~15:00、11:00~16:00、10:00~17:00、9:00~18:00、空调时间全开，结果如表 4.18 所示。

表 4.18 设计方案 2 策略六下的热平衡效果与运行特性

冷却塔运行时间	地埋管区域土壤 10 年温升 °C	冷却塔 10 年累积排热量 MWh	地埋管 10 年累积传热 量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh					
				热泵 机组	地埋 管循 环泵	负荷 侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	总计
12:00~15:00	7.42	629.6	819.1	739.7	114.6	42.8	21.8	4.4	923.4
11:00~16:00	4.84	892.0	556.7	692.9	114.6	42.8	36.4	7.3	894.1
10:00~17:00	2.93	1091.5	356.8	658.9	114.6	42.8	51.0	10.2	877.5
09:00~18:00	1.57	1234.9	212.9	636.9	114.6	42.8	65.5	13.1	873.0
空调时间全开	1.10	1280.0	161.4	627.5	114.6	42.8	72.8	14.6	872.3

在表 4.18 中，有三种情况的土壤温升在可接受的范围之内。由于设计方案 2 的埋管只能满足热负荷的需求，因此对于设定冷却塔运行时间的运行策略而言，若在地埋管不能承担空调负荷的时候，冷却塔不在设定的运行时间里，那么此时由于地埋管能力不足，地埋管出水温度急剧升高，热泵效率降低，如冷却塔运行时间为 12:00~15:00 的情况下很可能如此。因此冷却塔定时运行策略也并不十分适合设计方案 2。

4.4.4 设计方案 2 下各种策略的对比与分析

在上面的分析中我们发现，除了策略四（夜间开启），其余各策略在合理的设定参数下都能够满足热平衡的要求，为了做进一步的对比分析得出最优策略，将满足热平衡要求的运行策略整理在表 4.19 中。

表 4.19 设计方案 2 下满足热平衡要求的策略对比

设计方案 2	设定值	地埋管 区域土 壤 10 年 温升℃	设备 10 年运行总能耗 MWh					总计
			热泵 机组	地埋 管循 环泵	负荷 侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	
策略一 (温度控制)	22℃	1.23	628.9	114.6	42.8	66.8	13.4	866.5
	24℃	1.61	632.8	114.6	42.8	59.5	11.9	861.7
	26℃	2.09	639.4	114.6	42.8	52.7	10.5	860.1
	28℃	2.87	653.3	114.6	42.8	43.3	8.7	862.7
策略二 (温差控制, 湿球)	2℃	1.53	634.7	114.6	42.8	62.5	12.5	867.2
	3℃	2.07	644.0	114.6	42.8	55.1	11.0	867.6
	4℃	2.73	655.4	114.6	42.8	47.7	9.5	870.2
策略三 (温度+温差, 湿球)	30℃/4℃	2.55	653.0	114.6	42.8	54.5	24.5	889.5
	30℃/5℃	2.97	658.9	114.6	42.8	50.7	25.7	892.7
	32℃/4℃	2.56	652.3	114.6	42.8	52.6	19.3	881.6
策略五 (过渡季开)	30℃/10h	2.59	671.8	138.9	42.8	64.0	12.8	930.2
	30℃/14h	2.26	671.4	148.6	42.8	76.0	15.2	954.0
	30℃/18h	2.02	671.1	158.3	42.8	88.3	17.7	978.1
	30℃/22h	1.84	670.8	168.0	42.8	100.6	20.1	1002.4
	32℃/18h	2.83	690.9	158.3	42.8	81.0	16.2	989.2
	32℃/22h	2.61	690.3	168.0	42.8	93.4	18.7	1013.2
策略六 (定时开启)	10:00~17:00	2.93	658.9	114.6	42.8	51.0	10.2	877.5
	09:00~18:00	1.57	636.9	114.6	42.8	65.5	13.1	873.0
	空调时间全开	1.10	627.5	114.6	42.8	72.8	14.6	872.3

从上表可以看出，策略六下冷却塔在空调时间全开时，地埋管区域土壤 10

年温升是最小的，只有 1.1°C ，这是由于冷却塔通过板换与地埋管串联，热泵出水总是先经过板换与冷却塔换热，然后再经过地埋管换热器与土壤换热。由于本方案下地埋管的能力只能满足热负荷的需求，热泵出水经过板换基本上水温都能得到一定程度的降低，因此在本设计方案下，冷却塔在空调时间全开时土壤的温升最小，但是其耗能大于温度控制和温差控制（湿球），所以这并不是最优的策略。

经比较，在满足热平衡要求的前提下，采用温度控制和温差控制（湿球）的运行总能耗是较小的，在设计方案 2 下温度控制和温差控制（湿球）这两种策略是值得推荐的。采用温度控制，温度设定值为 26°C 时，其设备 10 年运行总能耗是最小的，因此在设计方案 2 下设定值为 26°C 的温度控制是最优运行策略。

最后在此需要指出的一点是：设备运行总能耗取决于各设备功率及其运行时间，而对于一个确定的项目各设备功率是确定的，运行总能耗取决于各设备的运行时间，本文在满足热平衡的要求下给出了运行费用最少的策略。但是必须指出的一点是设备不同会引起运行费用的差异，如冷却塔开启的时间越长，一般来说机组能耗越小，冷却塔循环泵能耗越大，总能耗的增大或减小取决于两者之间的差值，这与机组和冷却塔循环泵的功率及其效率关系密切。

4.4.5 设计方案 3 的热平衡效果与运行特性分析

由于机组不能频繁启停，因此在设计方案 3 下采取的控制方法是冷水机组与水水热泵在空调时间全开，其热平衡效果与运行特性如表 4.20 所示。

表 4.20 设计方案 3 的热平衡效果与运行特性

设计 方案 3	地埋管区 域土壤 10 年温升 $^{\circ}\text{C}$	设备 10 年运行总能耗 MWh							
		热泵 机组	地埋 管循 环泵	热泵机组 负荷侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	冷水 机组	冷水机 组冷冻 水泵	总计
	1.28	417.0	114.6	14.6	77.5	15.5	231.2	15.2	885.7

如上表所示，设计方案 3 下冷水机组与水水热泵在空调时间全开的控制方法，其土壤 10 年温升在可接受的范围内，地埋管与冷却塔逐时取放热量如图 4.10 所示，热泵与冷水机组 COP 如图 4.11 所示。

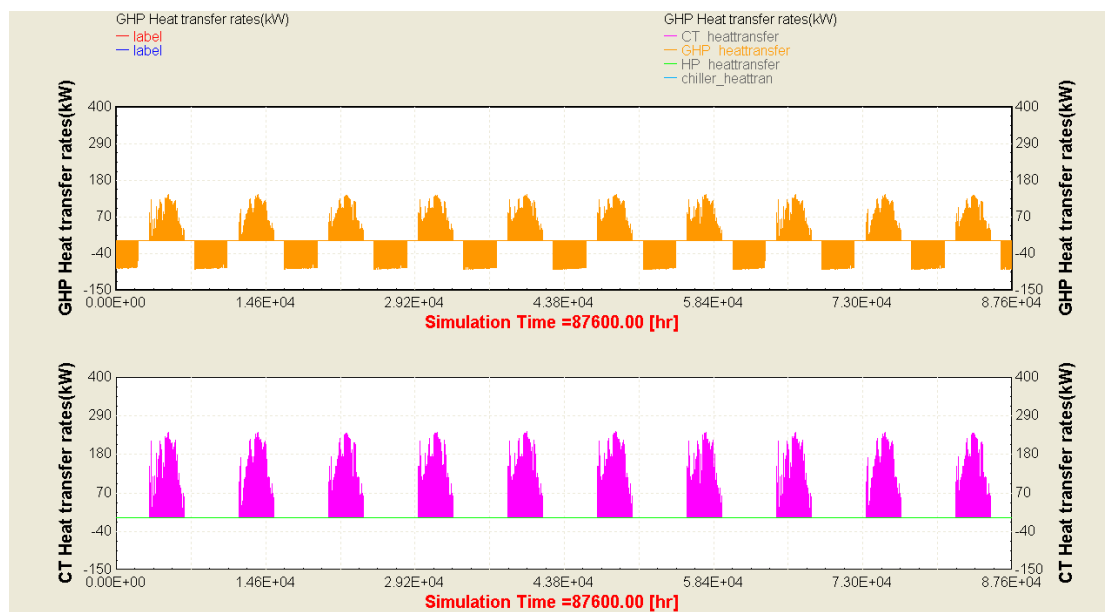


图 4.10 土壤平温、埋管出水温度与热泵 COP（方案 3）



图 4.11 热泵与冷水机组 COP（方案 3）

冷水机组设计容量相比水水热泵较大，冷却塔相比地埋管换热器承担了较多的排热量，地埋管各年的排热量与取热量差异不大，热平衡效果较好，系统运行稳定，且热泵夏季 COP 略高于冷水机组。

4.4.6 三种设计方案及其策略的总结与对比

前面几节中我们对三种设计方案的各种运行策略做了对比分析，下面针对

这三种设计方案进行对比分析，如表 4.21 所示，冷却塔均在空调时间全开。

表 4.21 三种设计方案的对比

设计方案	地埋管 区域土 壤 10 年 温升 $^{\circ}\text{C}$	冷却塔 10 年累 积排热 量 MWh	地埋管 10 年累 积传热 量 MWh	设备 10 年运行总能耗 MWh							
				热泵机 组	地埋管 循环泵	热泵负 荷侧循 环泵	冷却 塔循 环泵	冷却 塔	冷水 机组	冷水机 组冷冻 水泵	总计
方案 1	3.43	612.8	756.9	626.8	229.3	42.8	29.1	14.6	0.0	0.0	942.6
方案 2	1.10	1280.0	161.4	627.5	114.6	42.8	72.8	14.6	0.0	0.0	872.3
方案 3	1.28	1368.5	178.2	417.0	114.6	14.6	72.8	14.6	231.2	15.2	880.0

在表 4.21 中，三种设计方案均采用冷却塔在空调时间全开的运行策略，方案 1 没有达到热平衡的要求，可搭配冷却塔过渡季开启的方法组成联合运行策略。方案 2 和方案 3 的土壤 10 年温升均在可接受的范围内，方案 2 的土壤 10 年温升最小，设备总运行费用最低。

方案 1 与方案 2 相比，热平衡效果较差，但是热泵机组的能耗却相对较小，这是因为方案 1 的地埋管容量较大，虽然随着土壤温度的升高，热泵制冷效率随之降低，但是热泵冬季 COP 明显高于方案 2，如图 4.12、图 4.13 所示。因此方案 1 冬季节省了一部分热泵机组能耗，使得总的热泵机组能耗较低。方案 2 总能耗较小是由于其地埋管循环泵功率较小，节省了一部分地埋管循环泵能耗。

方案 3 与方案 2 相比，方案 3 的热泵机组与冷水机组的总能耗为 648MWh，大于方案 2 的热泵机组能耗，这主要是因为热泵机组的制冷 COP 略高于冷水机组的 COP，使得机组能耗略小。



图 4.12 土壤均温、地埋管出水温度与热泵 COP（方案 1）

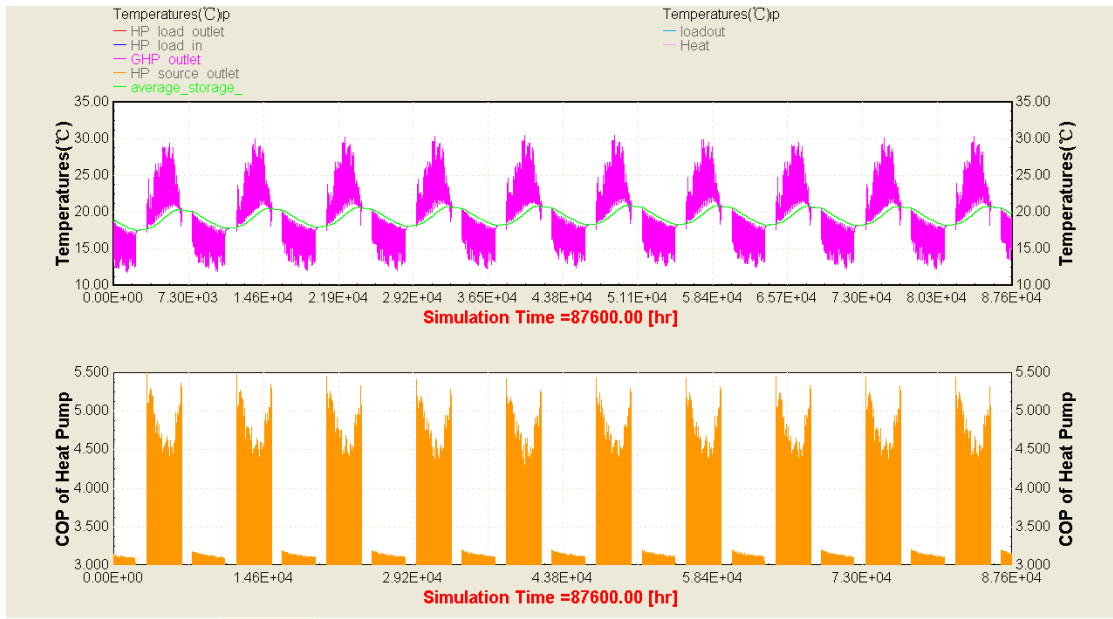


图 4.13 土壤均温、地埋管出水温度与热泵 COP (方案 2)

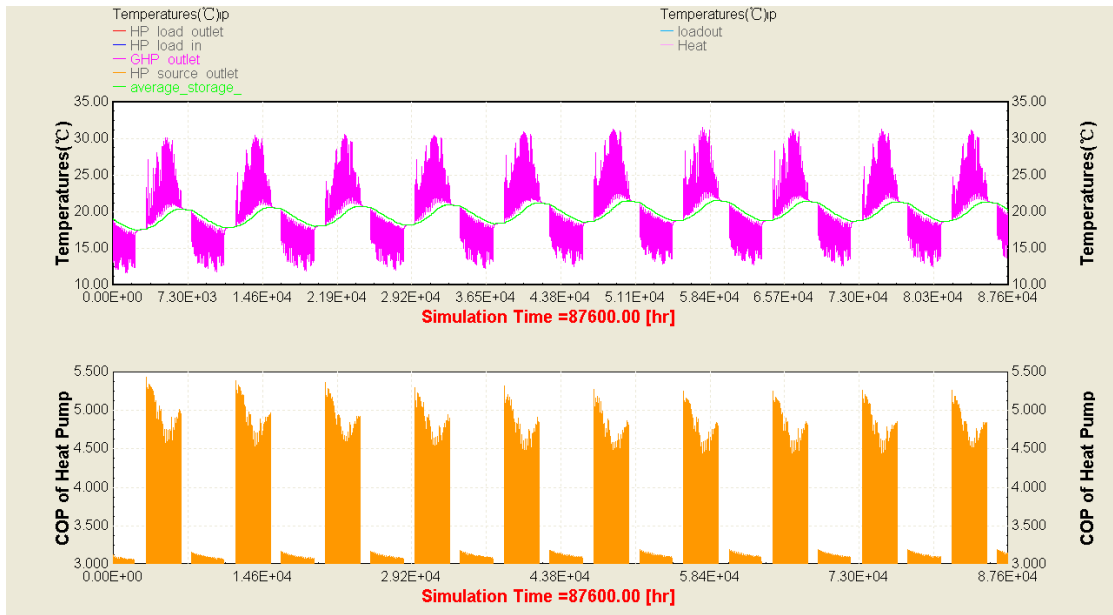


图 4.14 土壤均温、地埋管出水温度与热泵 COP (方案 3)

通过对比图 4.12、图 4.13 和图 4.14，我们发现设计方案 1 由于地埋管设计容量较大，其地埋管区域土壤平均温度波动的幅度明显小于方案 2 和方案 3。不仅如此，方案 1 的地埋管冬季出水温度相比方案 2 和方案 3 明显要高，运行前两年的地埋管夏季出水温度相比方案 2 和方案 3 也略低，其有利于系统的运行。故此，方案 1 的热泵冬季 COP 和运行前两年的热泵夏季 COP 高于方案 2 和方案 3，其机组的运行费用最小。

三种设计方案下，热泵运行第一年的地埋管与冷却塔逐时取放热量如图 4.15、图 4.16 和图 4.17 所示。

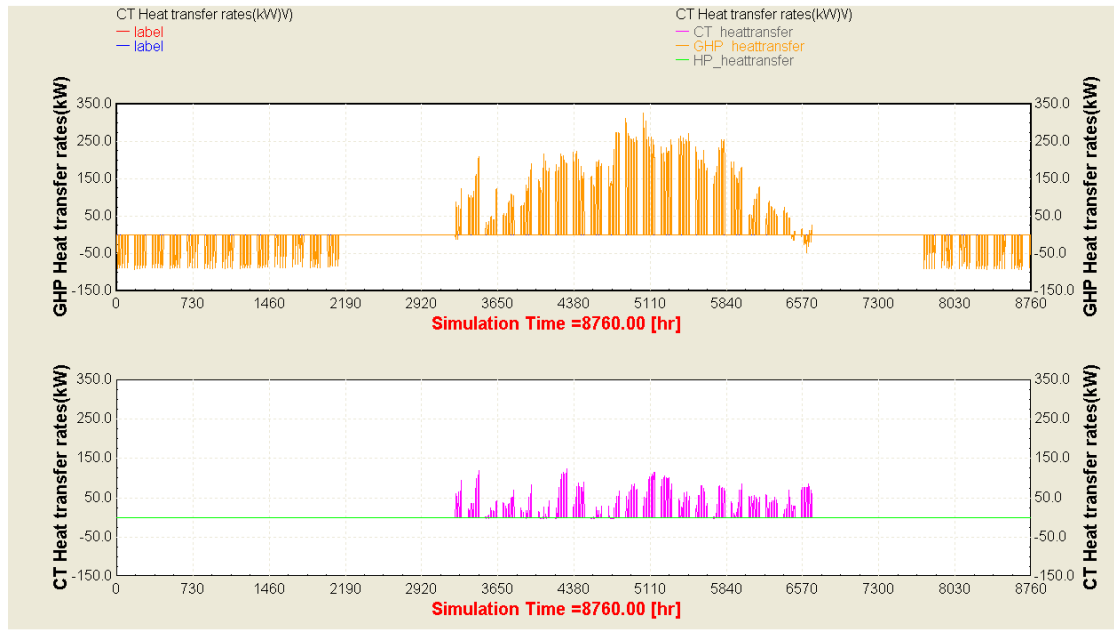


图 4.15 地埋管与冷却塔逐时取放热量（方案 1）

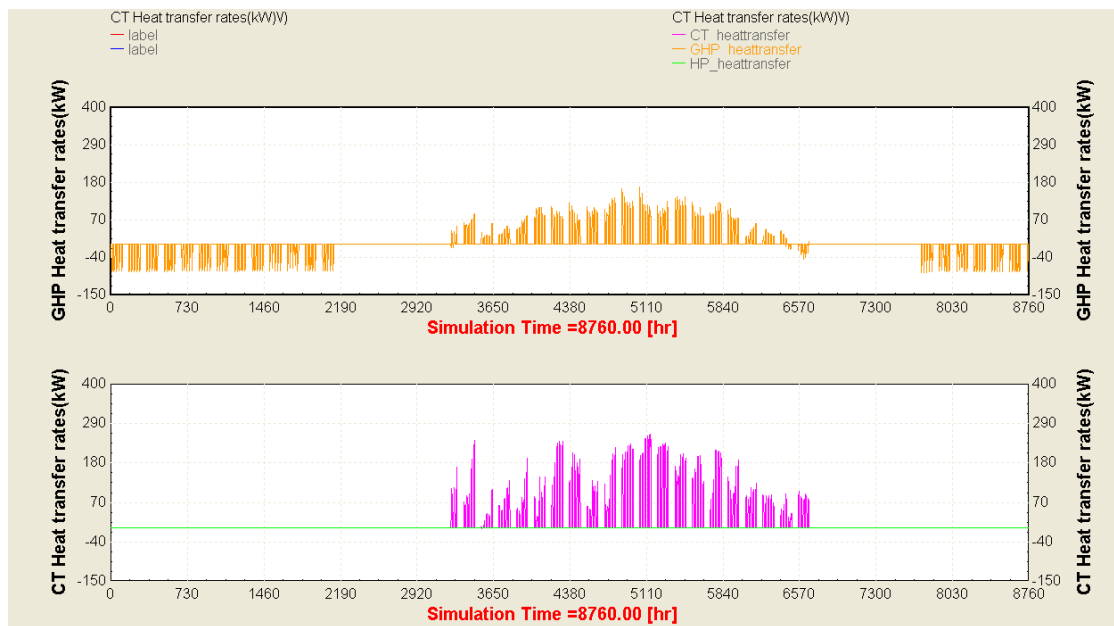


图 4.16 地埋管与冷却塔逐时取放热量（方案 2）

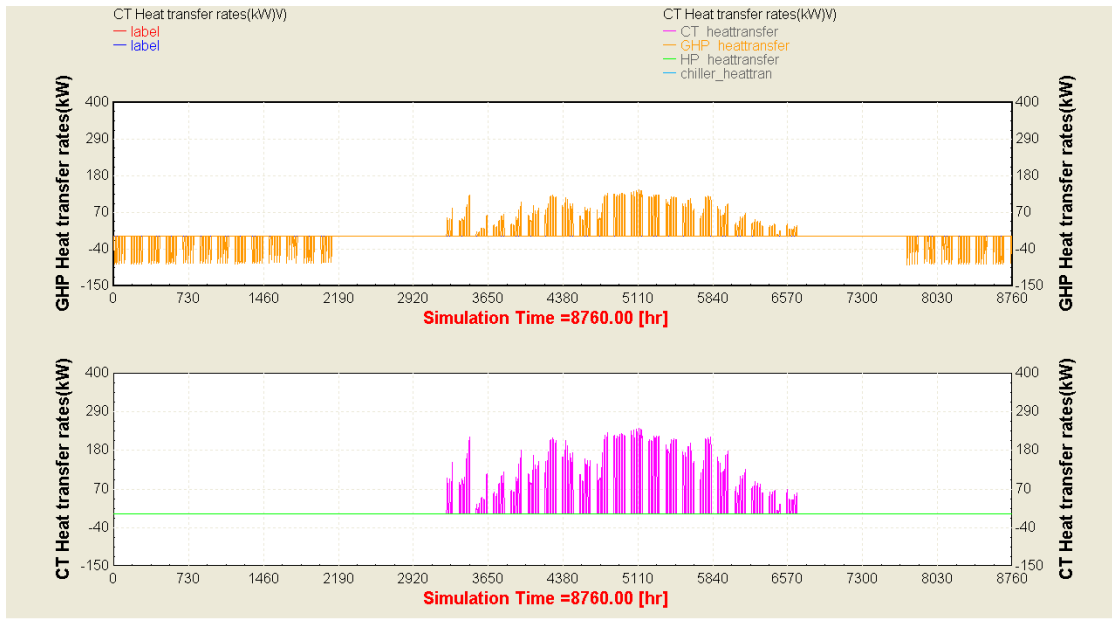


图 4.17 地埋管与冷却塔逐时取放热量（方案 3）

通过比较图 4.15、图 4.16 和图 4.17，可以发现方案 1 中冷却塔承担的散热量明显小于方案 2 和方案 3，其地埋管承担的散热量大于从土壤中的取热量，取放热不平衡程度较大。方案 2 和方案 3 的地埋管与冷却塔的取放热情况非常相似，其冷却塔承担了较多的散热量，地埋管取热量与放热量近似平衡。

另外，通过进一步的观察可以发现，三种情况下冷却塔均起到的是散热的作用，并不存在冷却塔通过板换将地埋管循环水加热的情况。此外，对于方案 1 和方案 2 而言，冷却塔全开，在制冷季的最后一段时间里由于天气条件非常有利于冷却塔的运行，地埋管循环水通过板式换热器与冷却塔换热，其温度已经低于土壤温度，因此这时循环水通过地埋管换热器反而从土壤中吸热，对土壤起到了冷却的作用。

4.5 小结

本文首先介绍了三种复合式地源热泵系统的设计方案及各种运行策略，然后对三种方案的各种运行策略进行热平衡效果与运行特性分析，并针对不同情况给出了推荐方案。

1、设计方案 1 采用提出的七种运行策略热平衡效果均不理想，需将温度控制、温差控制（湿球）、定时开启分别与冷却塔在过渡季开启联合应用，其运行 10 年土壤温升在可接受的范围之内。但是由于过渡季的运行增加了地埋管、冷

却塔与冷却塔循环泵的能耗，总能耗明显较大。因此相比新建建筑，设计方案 1 更加适合于既有建筑的改造，尤其对于那些长期运行已导致土壤有一定温升的项目，设计方案 1 的优势较为明显。

2、对于某些由于长期运行已导致土壤温升较严重而不能继续使用的系统，可按照设计方案 1 增设冷却塔，在过渡季热泵停运时将冷却塔与埋管串联来冷却土壤。当热平衡问题得到一定程度的缓解之后，再运行冷却塔辅助地源热泵系统，可采用推荐的联合运行策略，以保证复合系统的持续稳定运行。

3、设计方案 2 采用提出的六种运行策略时，除了策略四（夜间开启），其余各策略在合理的设定参数下都能够满足热平衡的要求。经比较，在满足热平衡要求的前提下，采用温度控制和温差控制（湿球）的运行总能耗是较小的，在设计方案 2 下温度控制和温差控制（湿球）这两种策略是值得推荐的。采用温度控制，温度设定值为 26℃ 时，其设备 10 年运行总能耗是最小的，因此在设计方案 2 下设定值为 26℃ 的温度控制是最优运行策略。

4、三种设计方案均采用冷却塔在空调时间全开的运行策略，方案 1 没有达到热平衡的要求，可搭配冷却塔过渡季开启的方法组成联合运行策略。方案 2 和方案 3 的土壤 10 年温升均在可接受的范围内，方案 2 的土壤 10 年温升最小，设备总运行费用最低。

方案 1 的埋管区域土壤平均温度波动的幅度明显小于方案 2 和方案 3，而且方案 1 的埋管冬季出水温度相比方案 2 和方案 3 明显要高，运行前两年的埋管夏季出水温度相比方案 2 和方案 3 也略低，故此其热泵冬季 COP 和运行前两年的热泵夏季 COP 高于方案 2 和方案 3，其机组的运行费用最小。方案 1 中冷却塔承担的散热量较小，其埋管承担的散热量大于从土壤中的取热量，取放热不平衡程度较大。方案 2 和方案 3 的埋管与冷却塔的取放热情况非常相似，其冷却塔承担了较多的散热量，埋管取热量与放热量近似平衡。

第 5 章 总结与展望

5.1 结论

本文主要针对复合式地源热泵系统的土壤热平衡问题进行研究，首先采用模拟软件 TRNSYS 搭建复合式地源热泵系统的仿真模型，然后从土壤热平衡问题的各影响因素出发，研究诸如钻孔间距、钻孔深度、土壤导热系数、回填料导热系数、冬夏累计负荷比和项目规模等因素的影响规律，从而进一步明确土壤热平衡问题。经过研究得出以下结论：

1、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，但是有利于地埋管换热器与土壤的换热。

2、当建筑累计冷热负荷相等时，地源热泵系统长期运行仍会引起土壤温度的升高。欲达到真正的热平衡，需保证地埋管的累计排热量与累计吸热量相等。

3、越是大型的建筑，其使用地源热泵系统时的热平衡问题越是不容忽视，而对于某些小型建筑，其长期运行引起的土壤温升也较小，如对于 10 口井以内的小规模建筑基本上可不用考虑土壤的热平衡问题，对于 20 口井以内的小规模建筑，当累计冷热负荷比不是很大的时候可不考虑热平衡问题。

基于以上研究结果，本文对复合式地源热泵系统三种设计方案下的各种运行策略进行热平衡效果与运行特性分析，得到如下结论：

1、设计方案 1——按照冷负荷来选择水-水热泵，按最大释热量来设计地埋管换热器，按热平衡需求来选择冷却塔，冷却塔通过板式换热器与地埋管串联。这种设计方案下七种运行策略均无法达到热平衡的要求，需采用多种策略联合运行。因此该方案更适合于既有建筑改造，尤其对于那些长期运行已导致土壤有一定温升的项目，该方案优势较为明显。

2、设计方案 2——按照冷负荷来选择水-水热泵，按最大吸热量来设计地埋管换热器，按冷热负荷需求之差来选择冷却塔，冷却塔通过板式换热器与地埋管串联。这种设计方案下除策略四（夜间开启）的其余五种策略在合理的设定参数下均能满足热平衡的要求，其中温差控制和温度控制的运行总能耗相比其它策略较小，设定值为 26℃ 的温度控制是最优运行策略。

3、设计方案 3——按照热负荷来选择水-水热泵，按最大吸热量来设计地

埋管换热器，按冷热负荷需求之差来选择冷却塔和冷水机组。该方案下系统运行 10 年土壤温升在可接受的范围内，10 年运行总能耗比设计方案 2 的温度控制和温差控制略高。

5.2 进一步工作的方向

1、在本文第 3 章中提出一个定义：单位累计土壤负荷差异温变，即 1MWh 的埋管累积排热量与取热量的差异所引起的土壤温升。通过分析发现对于确定规模及土壤相关物性参数的项目而言，当项目规模不是很小的时候，单位累计土壤负荷差异温变是一个常量。本文对于单位累计土壤负荷差异温变的研究还不够深入，可在后续工作中做更透彻的研究。

2、本文对土壤热平衡的影响因素做了较详细的分析，明确了单一因素对土壤温度的影响，今后可在单因素的基础上进一步分析多因素对土壤温度的影响，进而拟合出各影响因子与土壤温度的关系曲线。

3、三种设计方案下的各种运行策略在仿真平台上已得到成功应用，希望能够实际工程中使用和验证，为其进一步的推广应用做准备。

致谢

三年的硕士研究生生活即将结束，这篇论文也终于完稿，回首这段美好的时光，心中充满了不舍和感激！

首先要感谢我的硕士导师潘毅群教授，从论文的选题、开题到定稿，潘老师给了我耐心的指导，潘老师严谨的治学态度和科学的工作方法给了我极大的帮助和影响。感谢课题组的黄治钟老师，黄老师孜孜以求的严谨治学态度，对问题的敏锐洞察力让我佩服之至，更让我受益匪浅。感谢中德工程学院的范蕊老师，感谢范老师在学术上给我的细心指导和在学习、生活上对我的关心和鼓励，让我更有自信去做好每一件事。在此谨向三位老师表示最衷心的感谢！

在此要感谢地矿院的孙婉女士和寇莉女士，在项目中给予的技术支持和帮助，让我有机会参与到这么有意义的项目中来。

三年来，与我朝夕相处、共同学习的同学和朋友们，不仅在科研上给予了我极大的启发和帮助，而且给我紧张的学习生活带来了许多乐趣。感谢工作室的师兄姐妹：李玉明、左明明、张洁、林兴斌、姚远、黄森、周芮锦、王龙、刘羽岱、徐哲恬、朱明亚和秦业美等，与你们的相知相处拓宽了我的学术视野，多次的工作室活动让我终生难忘。

最后，要特别感谢我的家人，感谢父母自始至终对我无私的支持，给了我前进的动力，你们永远健康快乐是我最大的心愿。

感谢在过去学习生活中所有关心我、帮助我、支持我、爱护我的人。

花莉

2012年3月

参考文献

- [1] 江亿. 中国建筑节能年度发展研究报告 2011[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011: 2.
- [2] 胥晓旻. 地源热泵的 TRNSYS 模拟与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- [3] GB 50366-2005. 地源热泵系统工程技术规范[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [4] 张金生. 浅析土壤源热泵的优势与应用[J]. 创新技术, 2008, 6: 14.
- [5] 乔万玺, 周科. 地源热泵的应用现状与发展展望[J]. 现代商贸工业, 2011, 13: 290.
- [6] 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, 2009: 142-150.
- [7] IGSHPA. History about us. http://www.igshpa.okstate.edu/about/about_us.htm.
- [8] Bloomquist R.G. Geothermal heat pumps, four plus decades of experience[J]. GHC Quarterly Bulletin, 1999, 20(4):13-18.
- [9] Lund J, Sanner B, et al. Geothermal (Ground Source) heat pumps, A World Overview[J]. GHC Quarterly Bulletin, 2004, 25(3):1-10.
- [10] Xu Wei. Report on China Ground-Source Heat Pump (2008) [M]. Beijing: China Building Industry, 2008: 10-25.
- [11] 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.
- [12] A.B. Michel. Uncertainty in the design length calculation or Vertical Ground Heat Exchangers[J]. ASHRAE Trans, 2002, 108(1): 939-943.
- [13] 范蕊, 马最良. 地埋管换热器传热模型的回顾与改进[J]. 暖通空调, 2006, 36(4): 25-29.
- [14] H. Yang, P. Cui, Z. Fang. Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems[J]. Applied Energy, 2010, (87): 16-27.
- [15] 曲云霞. 地源热泵系统模拟与仿真[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2004.
- [16] Gu Y, O'Neal DL. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-Tubes used in ground-coupled heat pumps[J]. ASHRAE Trans, 1998, 104(2): 347-355.
- [17] Hellstrom G. Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems[D]. Sweden: Department of Mathematical Physics University of Lund, 1991.
- [18] Zeng HY, Diao NR, Fang ZH. Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in ground source heat pump systems[J]. J Therm Sci, 2003, 12(1): 77-81.
- [19] Diao NR, Zeng HY, Fang ZH. Improvement in modeling of heat transfer in vertical ground heat exchangers[J]. HVAC & R Res, 2004, 10(4): 459-470.
- [20] ASHRAE. Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, 1995.
- [21] C.S. Gilbreath. Hybrid ground-source heat pump systems for commercial applications, Master's Thesis, University of Alabama, Tuscaloosa, Alabama, 1996.
- [22] S.P. Kavanaugh, K. Rafferty. Ground-source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems

for Commercial and Institutional Buildings, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, 1997.

[23] S.P. Kavanaugh. A design method for hybrid ground-source heat pumps, ASHRAE Transactions, 1998, 104(2): 691–698.

[24] J.B. Singh, G. Foster. Advantages of using the hybrid geothermal option, in: The Second Stockton International Geothermal Conference, The Richard Stockton College of New Jersey, 1998.

[25] C. Yavuzturk, J.D. Spitler. Comparative study of operating and control strategies for hybrid ground-source heat pump systems using a short time step simulation model. ASHRAE Transactions, 2000, 106 (2): 192–209.

[26] Chiasson.A.D, J.D.Spitler, Hui Jin et al. Optimal Sizing of Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems That Use a Cooling Pond as a Supplemental Heat Rejecter—A System Simulation Approach[J].ASHRAE Transactions, 2001, 107(1): 26~38

[27] 孙培杰, 王景刚, 王惠想. 辅助冷却复合地源热泵可行性及设计方法研究[J].建筑热能通风空调, 2005, 6.

[28] 张义林, 周恩泽, 崔红社, 董华. 宁波市某宾馆混合式地源热泵系统设计[J].暖通空调, 2007, 37(12).

[29] 张勇, 陈正顺, 张世将. 冬冷夏热地区混合式地源热泵系统运行方法研究[J].制冷空调与电力机械, 2010, 3.

[30] Yi Man, Hongxing Yang, Jinggang Wang. Study on hybrid ground-coupled heat pump system for air-conditioning in hot-weather areas like Hong Kong. Applied Energy 87 (2010): 2826–2833.

[31] Diao Nairen, Fang Zhaohong. Ground-Coupled Heat Pump Technology[M]. Beijing: The Higher Education Press, 2006(in Chinese).

[32] Cui P, Yang HX, Fang ZH. The simulation model and design optimization of ground source heat pump systems[J]. HKIE Trans, 2007, 14(1): 1-5.

[33] 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.

[34] 李文燊. 基于建筑负荷动态模拟的地源热泵土壤温度的分析[D]. 天津: 天津大学, 2008.

[35] Fisher DE, Murugappan A, Padhmanabhan SK. Implementation and validation of ground-source heat pump system models in an integrated building and system simulation environment[J]. HVAC&R Res, 2006, 12(3): 690-710.

[36] Liu X. Enhanced design and energy analysis tool for geothermal water loop heat pump systems[C]. Proceedings of 9th international energy agency heat pump conference. Zürich, Switzerland. 2008, May 20-22.

[37] J.D. Spitler, J.R. Cullin, E. Lee. 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.

[38] 刁乃仁, 方肇洪. 地理管地源热泵技术[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 118-125.

[39] 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.

[40] 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.

- [41] 於仲义, 胡平放, 徐玉党等. 基于换热能效度的竖直地埋管埋设深度设计[J]. 暖通空调, 2009, 39 (3): 98-101.
- [42] 马宏全, 龙惟定. 地源热泵系统的热平衡问题[C]. 中国制冷学会, 中国制冷学会 2009 年学术年会, 2009, 101-106.
- [43] 郝先栋, 罗寿平, 王从永. 串、并联连接混合式地源热泵比较[J]. 制冷与空调, 2009, 23(2): 42-45.

附录 A

深度(m)	温度(°C)	深度(m)	温度(°C)	深度(m)	温度(°C)	深度(m)	温度(°C)
1	17.96	31	18.92	61	19.50	91	20.29
2	16.94	32	18.90	62	19.51	92	20.32
3	16.86	33	18.89	63	19.52	93	20.35
4	17.10	34	18.87	64	19.58	94	20.37
5	17.25	35	18.87	65	19.60	95	20.39
6	17.74	36	18.88	66	19.63	96	20.42
7	17.94	37	18.88	67	19.64	97	20.45
8	18.18	38	18.89	68	19.69	98	20.47
9	18.51	39	18.90	69	19.70	99	20.48
10	18.72	40	18.94	70	19.74	100	20.50
11	18.81	41	18.97	71	19.75	101	20.52
12	18.86	42	18.98	72	19.83	102	20.54
13	18.97	43	18.99	73	19.88	103	20.51
14	19.02	44	18.99	74	19.89	104	20.61
15	19.03	45	19.03	75	19.90	105	20.64
16	19.06	46	19.03	76	19.92	106	20.67
17	19.04	47	19.09	77	19.94	107	20.68
18	19.03	48	19.12	78	19.94	108	20.74
19	19.01	49	19.14	79	19.98	109	20.78
20	18.99	50	19.18	80	19.99	110	20.80
21	18.99	51	19.20	81	19.99	111	20.82
22	18.96	52	19.22	82	20.00	112	20.84
23	18.92	53	19.26	83	20.05	113	20.86
24	18.90	54	19.30	84	20.10	114	20.89
25	18.87	55	19.32	85	20.13	115	20.92
26	18.87	56	19.33	86	20.18	116	20.94
27	18.88	57	19.36	87	20.23	117	20.96
28	18.89	58	19.40	88	20.25	118	20.98
29	18.91	59	19.44	89	20.25	119	20.99
30	18.92	60	19.49	90	20.26	120	21.00

附录 B

编号	取土深度 m	土名	密度 g/cm ³	干密度 g/cm ³	比重	导热系数 W/(m·k)	比热容 J/(kg·K)	热扩散系 数 mm ² /s
1	5.0-5.3	灰黄色粉质粘土	1.86	1.4	2.72	1.60	1261	0.681
2	9.0-9.3	灰色淤泥粉质粘土	1.8	1.29	2.73	1.56	1408	0.615
3	16.0-16.3	灰色淤泥质粘土	1.63	1.06	2.75	1.21	1790	0.416
4	22.0-22.3	灰色粘土	1.74	1.2	2.75	1.18	1783	0.381
5	28.0-28.3	灰色粘土	1.75	1.21	2.75	1.19	1643	0.415
6	34.0-34.3	灰色粘土	1.77	1.24	2.75	1.26	1650	0.432
7	40.0-40.3	灰色粘土	1.82	1.31	2.74	1.34	1734	0.425
8	46.0-46.3	灰色粉质粘土	1.85	1.39	2.73	1.58	1571	0.542
9	52.0-52.3	灰色粉质粘土	1.88	1.43	2.72	1.43	1311	0.579
10	58.0-58.3	灰色粉质粘土	1.91	1.48	2.72	1.46	841	0.911
11	62.0-62.3	灰色含粘性土粉砂	2.03	1.69	2.69	1.82	1151	0.779
12	66.0-66.3	灰黑色粘土	2.03	1.63	2.74	1.66	1153	0.537
13	72.0-72.3	灰色粉质粘土	1.98	1.58	2.72	1.60	1679	0.481
14	78.0-78.3	灰色细砂	1.98	1.61	2.68	2.77	1110	1.260
15	84.0-84.3	灰色细砂	1.98	1.61	2.68	2.77	1110	1.260
16	90.0-90.3	灰色粉砂	2.01	1.65	2.69	2.25	970	1.155
17	96.0-96.3	灰色粉砂	2.04	1.71	2.69	2.20	891	1.213
18	102.0-102.3	灰色粗砂	2.08	1.77	2.68	2.17	838	1.245
19	108.0-108.3	暗绿色粉质粘土	2.03	1.66	2.73	1.55	1286	0.593
20	114.0-114.3	草黄色粉质粘土	2.08	1.75	2.73	1.49	1443	0.496
21	118.0-118.3	灰色细砂	1.97	1.56	2.68	1.72	1041	0.840
22	119.7-120.0	灰色粉质粘土	1.95	1.56	2.73	1.53	1705	0.459

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

花莉, 女, 1987 年 3 月生。

2009 年 6 月毕业于南京工业大学 建筑环境与设备工程专业 获学士学位。

2009 年 9 月至今同济大学读硕士研究生。

已发表论文:

[1] 花莉, 范蕊, 潘毅群, 黄治钟. 复合式地源热泵系统的回顾与发展. 制冷与空调, 2011, 25(5): 518-525.

待发表论文:

[1] 花莉, 潘毅群, 范蕊, 黄治钟. 基于 TRNSYS 的土壤源热泵热平衡问题的影响因素分析. 建筑节能 (已录用)