

天津大学博士学位论文

埋地换热器内热源理论与地源热泵运行特性研究

Study on Inner Heat Source of Underground Heat Exchanger
and the Ground Coupled Heat Pump's Performance

一级学科：动力工程及工程热物理

学科专业：工程热物理

研究生：李新国

指导教师：马一太 教授

天津大学机械工程学院

二零零四年六月

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得天津大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：

签字日期：

年 月 日

学位论文授权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名：

导师签名：

签字日期：

年 月 日

签字日期：

年 月 日

中文摘要

本文提出内热源型埋地换热器理论模型,研究建立内热源型埋地换热器周围土壤热湿传递物理和数学模型。区别于以往传热模型,内热源模型考虑土壤类型、热物性及湿度迁移等各方面因素,将埋设于土壤中的换热器处理为等效内热源,开展埋地换热器及周围土壤传热及温度场的数值模拟研究。

首先针对单 U 型垂直埋管换热器在不同土壤物性、不同运行工况下周围土壤的传热及温度场开展数值模拟。然后着重对 U 型垂直埋管换热器管群,模拟只有取热或只有排热单季运行工况下的传热及土壤温度变化,和既有取热又有排热双季运行工况下的传热及土壤温度变化,分析地下埋管长期运行的换热性能、效果和使用寿命。

埋地换热器换热性能是地源热泵设计应用的基础,本文针对不同埋管方式埋地换热器建立现场实验系统,如井埋管、桩埋管、单 U、双 U 管,开展实验研究,研究不同土壤物性、不同回填材料、不同埋管数量和不同运行工况下单井换热器换热性能。

在单井换热器研究基础上,结合天津一生态小区建筑物使用特点和当地水文地质条件,建立一套由桩埋管和井埋管组合的埋地换热器地源热泵示范工程实验系统。并针对该系统研制开发一套计算机数据采集和监控系统,实现对整个地源热泵系统的数据采集。在此基础上,开展地源热泵夏季空调和冬季供暖的运行特性实验研究,重点研究地源热泵系统的循环性能、地下温度和热储的变化规律。

地源热泵系统仿真研究,采用机理建模方法,并引入模糊智能控制方法,分析地源热泵系统各部分:建筑物—单螺杆水源热泵—地下埋管换热器之间相互关系,运用模块化建模方法,建立地源热泵系统的物理模型和准稳态数学模型。区别于常规仿真中的扰动跃变或非稳态仿真,本文首次采用外界流量为连续变化的动态仿真,以 Matlab/Simulink 为平台编制仿真程序,针对冬季工况进行仿真模拟,并与实验值作对比,检验所建模型的正确性。

论文首次提出了“单位井深换热量成本”指标,采用该指标对埋管换热器的换热性能和经济性进行综合评价分析。分析比较地源热泵与常规供暖空调方式的经济性不同,分析地源热泵的节能与环保性。

本论文目的是要应用地源热泵技术,结合不同地质条件,建筑结构和地区气象条件开展探索性研究工作,期望能对地源热泵的应用推广具有指导价值。

关键词: 地源热泵 ; 埋地换热器 ; 内热源 ; 准稳态仿真;
模糊智能控制 ; 单位井深换热量成本

ABSTRACT

The paper introduced theoretical model of inner heat source of underground heat exchanger firstly, and set up the heat and mass transfer model of underground temperature field around the underground heat exchanger. Different with traditional model, a number of factors, such as soil heat and moisture movement and soil property were taken into account in the inner heat source model. The underground heat exchanger was regarded as an equivalent inner heat source term in the model and the numerical simulation study on the underground temperature field around the underground heat exchanger was carried out in the paper.

First, the influences of different soil property and different operation mode to the underground temperature field around single borehole heat exchanger was analyzed, then, the paper emphasized the simulation and analysis of a group of U-pipe underground heat exchangers in a real project under two operation modes. One is single-season operation mode, which only extracted heat from soil in a heating season or emitted heat to soil in a cooling season in one year. The other was the double-season operation mode, which extracted heat from soil in the heating season and emitted heat to soil in the cooling season in the same year. This provided a new method to the simulation and prediction of the heat exchange performance, operation life time for the underground heat exchanger.

Different kinds of underground heat exchangers' experimental systems were established, for example, single or double U-shape heat exchanger, sandstone or cement backfills material, and the experimental study was carried out on the performance of the single borehole heat exchanger under different soil property, different backfilled material and different operation mode.

A Ground Coupled Heat Pump (GCHP) experimental system with two different backfills underground heat exchangers with sandstone or cement backfills was established based on the single borehole heat exchanger's experimental results. To GCHP system, a Computer Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA) system was developed, which could meet the data-collect and auto-acquisition on the GCHP system. On this condition, experiments on operation performance of the GCHP were conducted in winter and summer respectively, emphasized on the GCHP's performance, underground temperature field and underground thermal reservoir.

A physical & mathematical dynamic simulation model of the GCHP system with a fuzzy control method was set up. Different from traditional simulation method of skip variety of disturbance or startup mode, this model can be used to simulate the GCHP operation in continuous disturbance variation by surroundings. Finally, a set of dynamic simulation programs was made up based on the Matlab/Simulink. And the simulation results showed good fit with the experimental results.

An index of cost of per heat transferred on depth of borehole was brought forward firstly, which can be used to analyze the heat transfer performance and economics of the underground heat exchanger comprehensively. The economics, energy saving and environmental benefit of GSTIP compared with the conventional HVAC system was analyzed in the paper.

KEY WORDS: Ground Coupled Heat Pump, Underground heat exchanger, Inner heat source, Dynamic simulation, Fuzzy control method, Cost of per heat transferred on depth of borehole

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

目录

第一章 绪论	1
1.1 课题研究背景与意义	1
1.2 课题研究现状	4
1.3 本文主要研究内容	11
第二章 埋地换热器内热源理论	13
2.1 土壤热物性	13
2.2 内热源周围土壤物理数学模型	14
2.3 AUTOUGH2 计算软件	19
2.4 本章小结	20
第三章 埋地换热器周围土壤温度数值模拟	21
3.1 不同土壤物性对换热器周围土壤温度影响	21
3.2 不同运行方式对换热器周围土壤温度影响	26
3.3 换热器管群周围土壤长期运行温度数值模拟	27
3.4 本章小结	34
第四章 埋地换热器与地源热泵实验	35
4.1 埋地换热器单井实验系统	35
4.2 埋地换热器实验结果与分析	38
4.3 地源热泵实验系统	43
4.4 数据采集与监控系统 (SCADA)	46
4.5 地源热泵实验结果与分析	54
4.6 本章小结	66
第五章 地源热泵智能控制动态仿真	67
5.1 地源热泵物理模型	67
5.2 地源热泵数学模型	69
5.3 仿真控制	73

5.4 地源热泵系统仿真程序.....	76
5.5 仿真结果、分析与实验验证.....	81
5.6 本章小结.....	88
第六章 埋地换热器与地源热泵经济性.....	89
6.1 埋地换热器经济性.....	89
6.2 示范工程实验系统地源热泵经济性.....	95
6.3 地源热泵节能与环保效益.....	100
6.4 本章小结.....	104
第七章 结论与建议.....	105
7.1 结论.....	105
7.2 论文创新之处.....	107
7.3 进一步研究工作建议.....	107
主要符号表.....	108
参考文献.....	110
攻读博士期间发表论文和科研情况.....	119
致 谢.....	121

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第一章 绪论

1.1 课题研究背景与意义

1.1.1 能源、环境与可持续发展

1992 年联合国环境与发展大会上将可持续发展写入到《21 世纪议程》^[1]，可持续发展已经成为 21 世纪各国发展的共同方向和人类社会发展的共识。可持续发展，是人口、经济、社会、环境和资源相互协调的发展，是既能满足当代人的需求，而又不对满足后代人需求的能力构成威胁的发展。

可持续发展的关键在可持续，核心是环境与资源保护，也包括能源的开发和利用。在这方面，可持续发展的主要要求是：加强能源开发、利用的规划和管理，最大限度地减少能源开发和利用过程中对环境和生态的破坏；大力发展可再生能源和清洁能源；转变生产和消费方式，节约能源资源，依靠科技进步，提高能源利用效率，实现能源开发和利用的现代化。

从能源发展战略来看，人类必须寻求一条可持续发展的能源道路，和如何走出一条将能源与环境有机结合的发展模式，关键是要建立可持续发展的能源系统和高效、洁净利用技术，尝试解决能源利用与环境协调相容的难题。

积极努力改变我们的能源利用方式，如，①改进现有的能源利用技术，合理利用能源，包括提高能源利用效率，降低污染排放；把能源按质区分，梯级利用。②开发利用新能源，如太阳能，风能、海洋能、地热能、核能等。这是人类必须寻求的一条能源环境可持续发展的战略道路。

地表浅层（可称之为地表能）象一个巨大的太阳能集热器，收集了 47% 的太阳能，比人类每年利用能量的 500 倍还多。这种近乎无限、不受地域、资源限制的低焓热能，是人类可以利用的清洁可再生能源。并且地表能不象太阳能受气候的影响，也不象深层地热受资源和地质结构的限制。

地源热泵（Ground-Source Heat Pump，简称 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。地源热泵（GSHP）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。根据利用地表资源的不同，GSHP 系统分为三种形式：埋地换热器地源热泵系统（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）。

地源热泵冬季供暖时，把地表中的热量“取”出来，供给室内采暖，同时

向地下蓄存冷量，以备夏用；夏季空调时，把室内热量取出来，释放到地表中，向地下蓄存热量，以备冬用。因此说地源热泵是可再生能源利用技术。

埋地换热器地源热泵系统（GCHP）只取热不取水，没有地下水位下降和地面沉降问题，不存在腐蚀和开凿回灌井问题，也不存在对大气排热、排冷的热污染和排烟、排尘、排水等污染，是真正的绿色能源（Green Energy）利用。因此开展埋地换热器地源热泵的研究具有较高的理论意义、实用价值和社会及环保效益。

1.1.2 绿色建筑^[2-11]

20 世纪 60 年代，美籍意大利建筑师保罗·索勒瑞把生态学（Ecology）和建筑学（Architecture）两个单词合并为“Arology”，首次提出了著名的“生态建筑”新理念，即绿色建筑。大约 10 年后出现的石油危机使人类意识到，以牺牲生态环境为代价的文明难以为继，建筑产业必须改变耗用大量自然资源的发展模式。此后，太阳能、地热、风能、节能围护结构等新技术应运而生，节能建筑技术因此成为建筑业发展的先导。

绿色建筑亦称为可持续发展建筑，是指在建筑全寿命周期内，通过高新技术和先进适用技术的研究开发与集成应用，降低资源和能源的消耗，减少废弃物的产生和对生态环境的破坏，为使用者提供健康、舒适的工作与生活环境，最终实现与自然共生的建筑。

绿色建筑的指导思想就是充分利用绿色观念、绿色生产力、绿色设计、绿色产品、绿色管理等绿色技术，体现可持续发展的要求，归纳起来绿色建筑设计上的技术策略主要包括如下 7 个方面：

- ① 合理选址和规划，尽量保护原来的生态系统，减少对周边环境的影响；
- ② 有效利用资源与能源：如利用地热与太阳能资源，采用自然通风和通风道，利用自然采光，利用水能、生物能和风能。有效利用未开发能源，能源的多级多层次利用，使用高效的设备和控制系统。
- ③ 实现资源的高效循环使用，降低资源消耗：如循环使用建筑材料，废物再生利用，水循环使用，尽量减少废水、废气、固体废物的排放，采用生态技术实现废弃物的无害化和资源化，对其进行再生利用。
- ④ 提供健康和舒适的环境：实现良好的日照、通风，保证健康舒适的室内环境质量，如声环境、空气环境、热环境、和良好的视觉景观；控制室内空气中各种污染物质的含量。
- ⑤ 建筑功能具备灵活性、适应性、易于维护等特点。
- ⑥ 绿色建筑的建筑功能要具备灵活性、适应性和易于维护等特点。

⑦ 保护生态系统并调控城市气候：如采用合理的绿地系统布局与城市结构，控制空气污染、考虑建筑带来的通风与遮阳，合理处理与建筑相关的工业废弃物，广种树木和运用可渗性铺地。

一些发达国家加快了绿色建筑的推广步伐。加拿大的“绿色建筑挑战”行动采用新技术、新材料、新工艺，实行综合优化设计，使建筑在满足人们使用需要的基础上最低限度地消耗能源、资源。日本颁布了《住宅建设计划法》，提出“重新组织大城市居住空间”的要求，以满足 21 世纪人们对居住环境的要求。德国推行适应生态环境的住区政策，全力实施可持续发展的建筑产业战略。法国进行了以改善居住区环境为主要内容的大规模住区改造工作。瑞典实施的“百万套住宅计划”在住区环境与生态环境协调方面取得了令人瞩目的成就。

美国匹斯堡 CCI (Conservation Consultants Inc.) 中心和卡耐基梅隆大学智能办公室是美国著名的绿色建筑，也是可持续发展设计的典型，现成为展览节约能源和资源、可回收利用能源和相关技术之所。

此外，近年来许多国家还推出了绿色建筑标准和评估体系，以健康舒适的居住环境、节约能源和资源、减少对自然环境影响为目标，从场地规划与土地利用、自然和生态环境影响、节约资源和资源再利用等方面对建筑产业进行引导，也在客观上促进了绿色建筑的普及。

中国政府十分重视绿色、生态型建筑的发展。中国成功申办 2008 年奥林匹克运动会的部分原因正是其“绿色奥运”的概念。“绿色奥运”概念的形成源于 1996 年美国亚特兰大奥运会，在这届奥运会上使用了一些可更新能源系统和高效的交通系统。2000 年澳大利亚悉尼奥运会沿袭了“绿色”概念，建造了利用太阳能的高能源效率“奥运村”。

北京将展示给全世界一次真正意义上的“绿色奥运”。“北京奥林匹克行动计划”中制定了详细计划，在 2008 年之前改善北京市空气和水污染状况。计划提倡使用太阳能、地热能和风能、光电街灯、清洁交通和绿色建筑。还制定了示范使用热电联产 (CHP) 系统的计划，CHP 系统是日前世界上能源使用效率最高的系统。2004 年 2 月 25 日，奥运十大科技专项之一的“奥运绿色建筑标准及评估体系研究”项目通过专家验收。这套评估体系不但包括上百项绿色建筑标准，而且对建筑是否为“绿色”推出了具体评估打分方法。

绿色建筑的核心在于最低限度能源、资源消耗，即建筑物的高保温性和节能性；对环境无污染，即清洁能源和新能源的利用；和优良的室内环境质量。

地源热泵不仅是节能技术，而且是清洁能源和新能源的利用，因此，地源热泵的应用与发展正好适应了“绿色建筑”的发展，二者相得益彰的结合符合以绿色为主题的“能源、环境与可持续发展”的背景和发展。

1.2 课题研究现状

1.2.1 埋地换热器地源热泵国内外研究现状

1、国外研究现状

1912年瑞士 Zoelly 首次提出利用土壤源作为热泵系统低温热源的概念，并申请了专利。20世纪50年代，Zoelly 的专利技术真正引起了人们的普遍关注，欧美各国开始了研究利用地源热泵的第一次高潮，在此期间 Ingersoll 等开展了地下埋管传热的理论研究^[12]。

1973年在欧美等国开始的“能源危机”促使人们对埋地换热器地源热泵的研究逐渐活跃。欧洲在80年代初先后召开了5次大型的埋地换热器地源热泵的专题国际学术会议，瑞典已安装了1000多台（套）土壤源—水热泵装置。美国从80年代初开始，在能源部（DOE）的直接资助下由 ORNL、BNL 等国家实验室和 Oklahoma State University 等研究机构开展了大规模的研究，为埋地换热器地源热泵的推广起到了重要的作用。这一时期的主要工作是对埋地换热器的地下换热过程进行研究，自此以后，国外对其进行了广泛的数值分析和实验研究，尤其对埋地换热器的地下换热过程进行了大量研究，建立了相应的数学模型和计算机模拟。

到目前为止，已提出的地下埋管换热器模型有30余种，所有模型均是针对土壤温度场的变化规律，其中基本理论模型有三种：

1) 线热源模型

1948年 Ingersoll 和 Plass^[12-13]等人提出了 Kelvin 线热源理论，该理论将地下埋管作为恒定热流的无限长线热源，由于其假设的局限性，只能近似模拟土壤实际传热过程，但是难以解决埋地换热器设计中的关键性问题，如埋管换热器管长设计、钻孔内管脚间的热冲突、长期和短期运行系统对周围土壤结构的影响、换热器进出口温度的影响等，后来在此基础上，又发展了一些传热模型：Hart & Couvillion^[14]模型、P.D Metz^[15]模型、IGSHPA^[16]模型等。

2) 圆柱热源模型

1985年，Kavanaugh^[17]将钻孔及内部的U型埋管视为圆柱体建立了圆柱热源模型，得到了埋地换热器周围土壤的温度分布。除了钻孔内的模型外，模型的其它假设与线热源模型相同。该模型把U型埋管的两支管脚统一为单一单管，当量直径用 $d_{eq} = \sqrt{2}d$ (d 为U型埋管的直径)来近似代替。与线热源模型相比而言，无限大区域中的圆柱热源传热模型更符合实际，可以求解埋地管内流体平均温度以及进出口温度，因此，可以应用于埋地换热器的设计。但是，

同样热源模型用单一当量直管代替 U 型埋管的处理过于简单近似, 相应地产生了一些计算误差。

3) Eskilson 模型

Eskilson 模型^[18]是基于有限线热源数值解建立的。Eskilson 把钻孔内的热阻分为三部分: 两管脚之间的热阻以及每个管脚到钻孔壁的热阻, 三者之和构成了钻孔的总热阻, 钻孔内传热认为是准稳态传热过程。该模型考虑了钻孔深度的影响, 因此比前两种模型更加准确。但是求解过程比较复杂, 后来 Eskilson 采用“G 函数方法”对传热模型进行近似简化求解。该模型也存在一些缺陷: (1) 不同钻孔布置的“G 函数”有限, 钻孔面积随钻孔深度变化。(2) 当时时间步长太小 (<2hr) 该模型得不到合理的结果。

除以上三种典型传热模型外, 还有如 V.C.Meier 模型^[19, 20]、Hellstrom 模型、Muraya 模型、Yavuzturk 的数值计算模型^[21]以及 Shonder & Beck 模型等在相应的文献中都有所阐述。

90 年代以来, 埋地换热器地源热泵的研究热点依然集中在埋地换热器的换热机理、强化换热及热泵系统与埋地换热器匹配等方面。与单纯采用“线热源”传热模型不同, 最新研究更多地关注相互耦合的传热、传质模型, 以便更好地模拟埋地换热器的真实换热状况^[22-25]; 同时开始研究采用热物性更好的回填材料, 以强化埋管在土壤中的导热过程, 以降低系统用于安装埋管的初投资^[24-27]; 为进一步优化系统, 有关埋地换热器与热泵装置的最佳匹配参数的研究也在开展^[28-29]。最新研究动态表明, 有关埋地换热器的传热强化、地源热泵系统模拟与最佳参数匹配的研究都是埋地换热器地源热泵发展的“核心”研究内容, 也是涉及多学科且具挑战性的研究工作。其它相关的地源热泵理论和实验研究成果报导如文献 [30-40]。

2、国内研究现状

我国具有较早的热泵科研与应用基础, 早在 20 世纪五十年代, 天津大学热能研究所吕灿仁教授就开展了我国热泵的最早研究 (吕灿仁 1957、1966)^[11]。自从八十年代以来, 天津大学开始了地热热泵的应用基础研究 (吕灿仁, 马一太 1982、1984)^[12-15]。天津商学院高祖银^[41]等人所开展的浅层螺旋盘管埋地换热器埋地换热器地源热泵系统的研究 (埋管深度 1.6m)。这一阶段研究工作的主要内容是研究利用热泵技术实现低温地热水采暖研究和探讨在我国利用埋地换热器地源热泵技术的可行性, 相对而言, 地热水源热泵取得了较多的理论研究成果, 而对埋地换热器地源热泵的埋管换热机理和地源热泵的运行性能则没有开展更多的研究。

自 1997 年以来, 我国开始了以土壤为热源的地源热泵的理论及实验研究的

高潮，主要针对 100m 埋深以内 U 型垂直埋管地源热泵理论、实验研究、土壤热物性的研究和地源热泵示范工程型实验研究。具有代表性的有：

天津大学^[45-51]（张嘉辉，马一太，王景刚，赵军，李新国）。王景刚首次开展了 CO₂ 为工质的地源热泵基础理论研究，并开展了 R22 地源热泵的冬、夏季实验研究，研究地下温度变化规律和地源热泵系统循环性能。赵军提出富含水与贫含水两类岩土层的分类，和利用土壤临界含水率 CWC 作为分界的依据，并进行实验室的模拟研究。

天津商学院^[52-57]（刘鹏建，高祖锴，成通宝，毕月虹）开展对水平埋管和螺旋盘管冬、夏季的实验研究。

重庆大学^[55-58]（王勇，刘宪英，何雪冰，魏唐棣等），采用能量平衡法，结合 V.C.Mei 三维瞬态远边界传热模型，建立了浅埋竖管土壤源热泵传热模型。按径向和管长方向建立了二维温度场数学模型，其中包括单管间歇（或连续）运行传热模型、串联套管传热模型、管群传热模型。经验证，理论值比实验值低 15% 左右。通过实验研究计算出不同回填介质、不同运行工况下 U 型垂直埋管换热器传热系数的影响；采用系统能量平衡结合热传导方程建立地下竖埋套管管群换热器传热模型和过度季节大地温度场模拟。

湖南大学^[59]（李元旦等）提出了蓄热水箱式土壤源系统的概念。并利用数值模拟的方法，对夏季工况下的传热特性进行分析，表明：对于间歇运行的空调系统，采用该系统和提出的运行模式运行时，能使系统在夏季启动阶段以比较低的冷凝温度运行，以达到节能效果。

同济大学^[60-62]（张旭、周亚素）对土壤及不同比例的土沙混合物，在不同含水率，不同密度条件下的导热系数进行实验研究，分析影响土壤热交换能力的因素，发现土壤及土沙混合物的导热系数随密度和含水率的增加而增加。

山东建筑工程学院^[63-65]（魏先勋，柳晓雷，曾和义，刁乃仁，方肇洪等）对埋管换热器传热模型进行了深入的研究，提出了 U 型埋管换热器中介质轴向温度的数学模型。

1.2.2 制冷空调计算机仿真研究现状

自 60 年代，仿真技术开始在制冷、空调领域得到应用。经过几十年的发展，这种技术得到了充分的研究和广泛应用，对制冷空调系统的运行特性研究、产品创新起到了非常重要的作用^[70]。

计算机仿真应用于房间空调器以来，有关房间空调器系统及部件的仿真模拟得到了很深入的研究。模拟目的之一是对现有房间空调器的性能进行校核，其次是通过改变系统或部件的结构实现系统的最优化设计，同时为控制系统提

供被控软件。仿真模拟的最终目的是期望最大限度地代替实验^[70-74]。

1、建模方法

系统模型的建立是系统仿真的核心问题。建立什么样的模型，如何建立和模型能否真实反应实际系统运行特性等问题，人们开展了大量研究工作。系统建模主要有机理建模方法和辨识建模方法两种。

机理建模是最基本的系统建模方法，采用机理建模，必须对实际系统进行深入的分析、研究，提取本质、主流方面因素，合理确定对系统模型准确度有决定性影响的物理变量及其相互作用关系，适当舍弃对系统影响微弱的变量和相互关系。最终目的是要建立既简单清晰，又有相当精度，基本反映实际物理过程的系统模型。

辨识建模方法采用系统辨识技术，根据系统实际运行或试验过程中所取得的输入/输出数据，利用各种辨识算法来建立模型的动态数学模型。近几年来，随着模糊集合理论和神经网络理论的发展，模糊建模方法，基于神经网络的建模方法和基于模糊神经网络的建模方法等发展十分迅速，并在具有不确定性、非线性等特性的系统建模方面，得到了广泛的应用。

2、机组仿真模型

制冷系统机组是由压缩机、换热器和节流装置等部件相互连接而构成的一个封闭系统，部件模型是系统模型的关键和基础。

1) 压缩机

压缩机是蒸汽压缩式系统中最为复杂的部件，种类多，制冷范围不同，使得建模的方法也不尽相同。目前常用的压缩机建模方法有效率法、图形法、多变压缩指数法，多控制容积法和神经网络法等。

对变频压缩机模型研究，目前仍以类似于定速压缩机的效率法为主，该方法将输气系数取为定值，理论输气量 (V_0) 以线性变化来反映压缩机的频率变化^[75]，实质是认为变频压缩机的制冷能力和输入功率均与频率（或转速）呈线性变化。索华俊^[76]提出了基于实验数据或者厂家样本数据的变频压缩机图形法模型，并通过修正输气系数提高了图形法模型的通用性，在很多变频空调系统的仿真模型应用中也取得了很好效果。

2) 换热器

换热器模型常用集总参数法建立黑箱模型，随着对精度要求的不断提高，出现了分段法模型，将冷凝器分为过热气体、两相流体和过冷液体三个区段；将蒸发器分为两相流体和过热气体两个区段，因为两相流体与单相流体在换热

与流动特性上有很大的差别，很多工作都围绕分界点而展开。很多学者发现两相区内不同干度下，制冷剂的流动与换热仍相差很大，更为细致的分布参数法模型也应运而生^[71-73,77]。

3) 节流装置

葛云亭^[71]在考虑了毛细管进、出口界面突变而产生的压力损失及临界现象外，在国内率先考虑并分析了“延迟闪发”对管内制冷剂流动的影响，建立了分布参数法毛细管仿真模型。文献[78、79]也通过采用神经网络辨识建立了基于平均参数的简化绝热毛细管仿真模型。

热力膨胀阀为节流装置，其结构比毛细管复杂得多，其模型可近似简化为节流孔，只是进口可能为单相流或两相流。Huelle^[80]、Beckey^[81]用力平衡分析法建立了膨胀阀模型方程，此方程需要引进一些经验或实验得出的系数。

电子膨胀阀是通过步进电机等手段使阀芯产生连续位移，从而改变制冷剂流通面积的节流装置，文献[82]借鉴热力膨胀阀的研究成果，用热力膨胀阀的建模方法对电子膨胀阀进行建模，在后来的很多文献中都得以采用^[71-76]。

4) 系统模型

首先建立系统中各个部件的模型，然后利用质量守恒、动量守恒、能量守恒将各部件模型有机地结合起来，构成整个系统的模型。

3、仿真算法研究

系统的模型形式是多种多样的，有状态方程、微分方程、差分方程、传递函数等，求解时，要采用数值计算方法来求取数值解，因此仿真算法是仿真中的又一个重要理论。目前算法有：传统迭代法、有限差分法、N-R算法和神经网络算法。

其中神经网络及BP算法^[83-87]：神经网络是近年来得到迅速发展的一个前沿课题。神经网络由于其大规模并行处理、容错性、自组织和自适应能力的特点，已成为解决很多问题的有力工具，对突破现有科学技术的瓶颈，对探索非线性等起到了重大作用，已广泛应用在许多工程领域。

神经网络是由大量的、同时也是很简单的处理单元（神经元）广泛地相互连接而形成的复杂的网络系统，它具有通过学习获取知识并解决问题的能力。

神经网络的学习算法或训练规则主要有三种：有监督学习、无监督学习和再励学习。BP算法属于有监督学习，它要求在训练过程中必须给出输入和正确的输出。网络根据当前的计算输出值与所要求的目标输出值的误差来调整连接网络的权值，以使网络作出正确反应。

上海交通大学丁国良等人^[83-87]一直致力于制冷空调系统仿真中智能算法的研究，其中主要尝试了神经元算法在制冷空调仿真建模与模型求解中的应用。

天津大学一直在开展燃气机热泵的仿真研究^[88-92]，文献[88]运用集总建模方法，建立了单元式空气-空气燃气机热泵的基本热力学动态仿真模型，运用仿真模型对模糊控制策略应用于燃气机热泵进行了仿真分析。文献[89]采用集总分相建模法建立了燃气机水-水热泵机组动态特性数学模型，提出了负荷预测、模糊控制、PID控制、Smith 预估控制相结合的智能变容量控制方案，根据实际情况进行了不同工况的仿真研究。文献[90]采用分布参数方法，建立了燃气机热泵稳态和动态仿真数学模型，从理论上对制冷和制热两种运行工况进行了稳态模拟分析，对燃气机热泵系统开机、停机的瞬态特性进行动态模拟。文献[92]以实验系统为原型，建立完整的燃气机水-水热泵稳态仿真模型，并开发计算机仿真程序，计算结果与实验结果主要性能参数误差在 10% 以内。

1.2.3 埋地换热器地源热泵系统仿真模型研究

埋地换热器地源热泵系统包括埋地换热器、热泵机组和空调末端三部分，系统仿真模型包括埋地换热器传热模型、热泵机组模型和空调末端房间模型，仿真模型有稳态模型和非稳态模型两种^[46, 47, 56, 61, 63-65, 93-112]。

稳态模型指地源热泵系统模型中埋管传热模型和热泵机组以及房间模型都是稳态模型。对垂直埋管系统，1980 年 Fordsmann 和 Eggers-Lura^[95, 94]提出了埋管稳态传热和热泵稳态运行的地源热泵稳态数学模型。1980 年 Geeraert 和 Steffens^[95]提出了二维、线热源、半无限大传热的水平盘管系统。

动态模型根据动态导热方程建立，包括埋管传热模型和热泵机组模型都是动态模型，单独的埋管动态传热模型和热泵机组动态数学模型有文献报道，对二者结合的系统动态模型已开始了初步的研究^[46, 47, 111]。

文献[46, 47]在地源热泵运行特性理论研究和实验研究基础上，依据圆柱源模型，建立了变热流条件下，热泵机组和地下埋管换热器特性的地源热泵系统模拟模型。该模型可用于地源热泵系统的逐时运行特性模拟和全年能耗分析。

文献[111]通过分析热泵机组各部件的内在关系，结合工程应用特点，采用水箱模型建模方法，建立热泵机组动态数学模型。该模型与埋地换热器传热模型相关联，构成地源热泵系统性能模型，可用于模拟埋地换热器出口水温、土壤温度和地源热泵机组冬、夏季运行工况下的机组性能参数。

文献[112]采用神经网络模型法研究地下埋管的传热问题。针对不同输入和输出变量建立了神经网络预测模型，其中神经网络模型采用多层前馈网络结构；激励函数采用 Sigmoid 函数形式。学习方法采用监督学习，学习的环境是地下埋管换热器系统运行期间的各种变量，教师是在各种变量条件下运行结果的实测值；采用 BP 算法和误差纠正学习规则。模拟计算结果表明：神经网络的模拟值

与实验值相当一致，计算精度高。

1.2.4 地源热泵经济性

地源热泵是利用地表热能（地下水、土壤或地表水）作为冬季热泵热源供暖和夏季冷源进行空调的系统，地源温度全年相对稳定的特性使得地源热泵比传统空调系统运行效率要高，使得地源热泵具有较高的节能效果和经济效益。但不同地区，不同能源结构及价格等直接影响到地源热泵的经济性，对地源热泵与传统的供暖空调系统进行经济性比较非常有必要。从初投资、和运行成本等方面的经济性对地源热泵系统进行了较多的分析和评价^[113-121]，这些研究主要着重系统的投资和运行成本两方面，并与其它方案进行比较。

1.2.5 存在问题与分析

1、理论研究方面：

1) 换热器传热模型的简化，如将埋地换热器内的传热过程简化为稳态问题，把 U 型埋管换热器简化为一个当量的单管，模型过于简化产生较大误差，可提出新的简化模型。

2) 研究着重在换热器与土壤之间的传热，并且是以导热性为主，忽略土壤热湿传递，而实际土壤一般是存在热湿传递，若有对流型地下水，还要考虑对流传热的影响，因此只考虑纯导热是存在一定误差的。

3) 模型作了许多假设，土壤为各向同性，热物性参数为常数。而实际地表土壤一般是由不同土质的土壤组成，如砂土、粘土，有的还是岩石，不同土质土壤的热物理参数不同，因此应考虑不同地层土壤物性对传热的不同影响。

4) 着重于单管埋地换热器的研究，尚未见有对管群的研究和对埋地换热器长期运行效果，地下土壤温度场变化等的预测和模拟。

2、实验研究：

目前，地源热泵实验研究主要以实验室为主，而地源热泵作为一项应用技术，开展实际工程性实验将有着它独特的优势：

1) 实验数据的实用性和准确性，避免了实验室模拟实验与实际的偏差。

2) 缩短了技术从实验室走向实用的时间和费用，使得研究成果从实践中来又运用到实际中，避免研究成果的搁置和浪费。

3、经济性研究：

从初投资和运行成本对地源热泵经济性进行了较多的分析和评价，但对地下埋管换热器的经济性分析尚未见报道，埋管方式不同，地质结构不同对埋管

换热器的经济性有较大影响，因此开展此方面研究很有必要和实验应用价值。

1.3 本文主要研究内容

根据对国内外地源热泵发展和最新研究动态分析总结基础上，本论文针对埋地换热器型地源热泵，从理论和实验两方面开展研究。

埋地换热器理论研究

1、建立“内热源”型埋地换热器理论模型，建立内热源型埋地换热器周围土壤热湿传递物理和数学模型。区别于以往传热模型，内热源模型考虑湿度迁移、土壤类型等各方面因素，将埋设于土壤中的换热器处理为等效内热源，开展埋地换热器及周围土壤传热及温度场的数值模拟研究。

内热源项不受换热器具体形式的限制，具有更广泛的适用性。“内热源”模型将是本文的研究重点，也是论文主要创新点之一。

2、针对单 U 型垂直埋管换热器在不同土壤物性、不同运行工况下周围土壤的传热及温度场进行数值模拟。然后着重对 U 型垂直埋管换热器管群，模拟只有取热或只有排热单季运行工况下的传热及土壤温度变化，和既有取热又有排热双季运行工况下的传热及土壤温度变化，分析地下埋管长期运行的换热性能、效率和使用寿命。

埋地换热器与地源热泵实验研究

3、埋地换热器换热性能是地源热泵设计基础，本文针对不同埋管方式的埋地换热器建立现场实验系统，开展实验研究，研究不同土壤物性、不同回填材料和不同埋管数量的单井换热器换热性能，如单井（单桩）、单 U、双 U 管的冬季、夏季现场实验研究。

4、在单井换热器研究基础上，结合天津一生态小区建筑物使用特点和天津当地水文地质条件，建立一套由桩埋管和井埋管组合的埋地换热器地源热泵示范工程实验系统。开展地源热泵夏季和冬季工况的运行特性实验研究，重点研究地源热泵系统的循环性能、地下温度和热储的变化规律。

5、针对地源热泵实验系统研制开发一套计算机数据采集和监控系统，该系统由传感器、数采采集模块及工控机等硬件和组态软件与自行编制的应用软件等组成。实现对整个地源热泵系统的计算机自动采集与处理，数据采集和显示数据包括地下土壤、地下换热器、空调水环路、热泵机组等的温度、流量、功率等，并可实时计算出相关的热性能参数。

地源热泵系统仿真

6、开展地源热泵系统仿真研究，拟采用机理建模方法，并引入模糊智能控制方法，分析地源热泵系统各部分：建筑物—单螺杆水源热泵—地下埋管换热器之间相互关系，运用模块化建模方法，建立地源热泵系统的物理模型和准稳态数学模型。区别于常规仿真中的扰量跃变或非稳态仿真，本文拟采用外界扰量为连续变化的动态仿真，以 Matlab/Simulink 为平台编制仿真程序。同时，选取冬季某天实测室外温度变化扰量作为输入，对系统进行仿真模拟，并将仿真结果与实验值作对比分析，以检验所建模型的正确性。

地源热泵经济性分析

7、地源热泵选择何种埋管方式，不但要考虑埋管的换热性能，还要考虑埋管的投资成本。因为换热性能高的埋管方式不一定经济，而提高换热性能通常是以经济为代价的。本文将提出“单位井深换热量成本”指标来对埋管进行经济性和换热性能的综合评价、比较。

8、地源热泵是项节能技术，能否推广应用，关键是地源热泵经济上是否具备一定的竞争性。不同地区，不同能源结构及价格等直接影响到地源热泵的经济性，对地源热泵与传统的供暖空调系统进行经济性比较非常有必要。

第二章 埋地换热器内热源理论

埋地换热器地源热泵研究的核心问题集中在埋地换热器与周围土壤间的耦合关系上,涉及到换热器与土壤两个方面。自70年代欧美等国研究机构开展对地下埋管的换热过程研究,研究成果反映在P.D Metz^[15]、J.E Bose和J.D Parker^[16]及V.C Mei^[19, 20]等人的论文和研究报告中。1948年Ingersoll^[14]等人发展Kelvin的线热源理论,目前大多数地源热泵设计是利用该理论为基础,该理论作了如下假设:土壤初始温度均匀,线热源热流恒定,换热器与土壤间只有径向的纯导热,忽略土壤热湿传递,土壤为各向同性,热物性参数为常数。

实际上,地表土壤一般都是由不同土质的土壤组成,如砂土、壤土、粘土,有的还是岩石,不同土质土壤的热物理参数不同,因此应考虑不同地层土壤物性对传热的不同影响。另外土壤一般存在热湿传递,若有对流型地下水,还要考虑对流传热的影响,而并不只是一种纯导热的传热。

综合考虑上述多种因素,本文特提出内热源型模型,将换热器视为等效的内热源,将换热器直接以热源项形式表示在控制方程中,而不再作为热流条件。对土壤内传热,换热器冬季从土壤中吸热,热源项为负;夏季向土壤排放热量,热源项为正。

2.1 土壤热物性

2.1.1 土壤比热容 c

土壤是一个多相体系,其各组分的热容量相差很大,见表2-1,土壤水分的热容量最大,为固相部分的两倍左右,因此,土壤水分越大,则其热容量越大,温度变化就越慢;反之,土壤水分越少,则其热容量越小,温度变化也就越快。其次热容量,还决定于土壤的矿物组成,一般说来,砂性土壤热容量比粘性土壤小,因此砂土升温快,而粘土升温慢。

2.1.2 土壤导热系数 λ

土壤导热系数 λ 是土壤传导热量的性能,它决定于土壤固相物质的组成与土壤中水分和空气的相对含量。土壤固相物质的导热系数最大,约为0.84~2.5 W/m

℃, 并且不同固相物质的导热系数也不一样; 空气的导热系数最小, 为 $0.021 \text{ W/m} \cdot \text{℃}$; 水导热系数较大, 为 $0.5 \text{ W/m} \cdot \text{℃}$ 。

土壤导热系数的确定是比较复杂的, 它和土壤质地、干土壤密度及土壤含水率有关, 通常由实验确定, Hartley 和 Black 在 1976 年通过实验, 得出 λ_{app} 与土壤导热系数、土壤中水的密度以及质扩散系数之间的关系^[123]。

当土壤含水率很低时, λ_{app} 近似为干土壤的导热系数 λ ;

当土壤含水率很高时, $\lambda_{app} = \lambda - \rho_l h_v D_{v1}$;

当土壤含水率居中时, $\lambda_{app} = \lambda - \rho_l h_v D_{v1} \left[1 - \frac{D_{v1}}{D_{v2}} \right]$ 。

表 2-1 土壤各组分比热容及导热系数^[123]

土壤组成部分	比热 ($\text{J/kg} \cdot \text{℃}$)	导热系数 ($\text{W/m} \cdot \text{℃}$)
石英砂	820	2.43
石灰	896	1.67
粘粒	933	0.87
泥炭	1997	0.84
水分	4186	0.50
土壤空气	1005	0.021

2.1.3 土壤热扩散率 a

热扩散率 a 又称导温系数, 它表征了土壤传递温度变化及消除土壤不同部分之间温差的快慢和难易的性质, 定义式为 $a = \lambda / \rho c$ 。热扩散率随土壤质地、干密度和含水率的大小而变化的。

2.2 内热源周围土壤物理数学模型

2.2.1 内热源周围土壤物理模型

综合考虑土壤不同土质热物理参数与热湿传递等多种因素, 本文提出内热源型模型, 将地表土壤按不同土质分成 n 个结构层 ΔZ , 见图 2-1, 每个结构层土质是均质各向同性, 即热物理参数是一样的。埋地换热器按土壤所划分的 n 层分成相应数量的 n 个内部线热源, 这样每个层内的线热源可近似为内热源。因此, 内热源模型是将原整个换热器模型在深度 Z 方向分成了 n 个换热模块,

每个模块内土质均质各向同性，划分的模块越多越细，即 ΔZ 越小，模拟计算结果将越符合实际。将换热器视为等效的内热源，将换热器直接以热源项表示在控制方程中，而不再作为热流条件。对土壤内传热，换热器冬季从土壤中吸热，热源项为负；夏季向土壤排放热量，热源项为正。由于内热源模型是把每个模块内的换热器看成一个热源项，内热源项不受换热器具体形式的限制，因而具有更广泛的应用性。

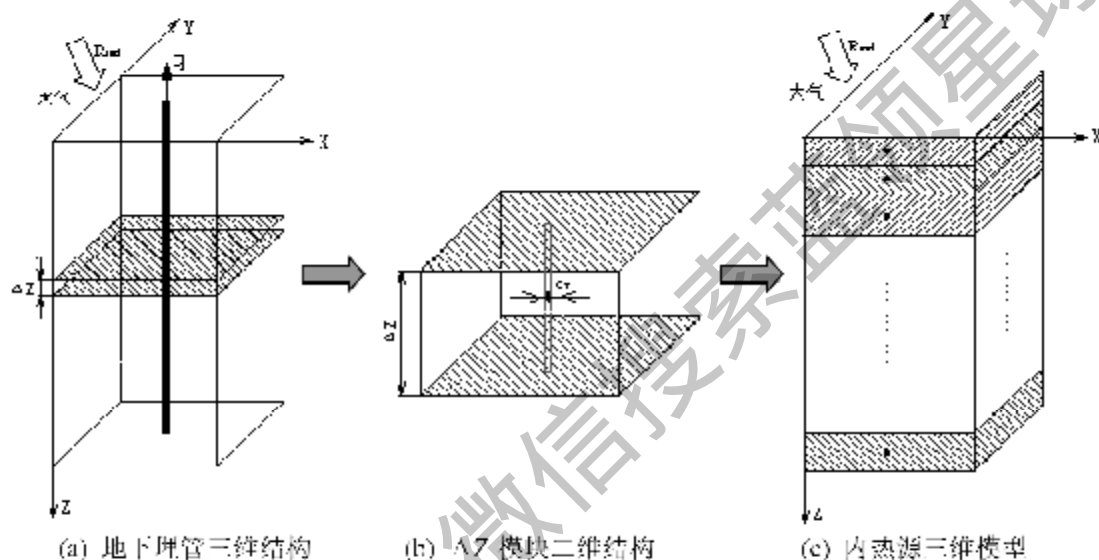


图 2-1 埋地换热器内热源周围土壤物理模型

2.2.2 内热源周围土壤热湿传递数学模型

1、内热源周围土壤热湿传递控制方程

基本假定：

- * 换热器考虑为内热源，换热率视为常数。
- * 在含水率与湿迁移关系式上，不考虑毛细滞后现象。
- * 土壤中固体骨架结构不发生形变，且无化学反应和热传导。
- * 水在土壤中为纯水，不考虑蒸发与冻结；气体为理想气体。
- * 重力引起的液体流动忽略不计，且液体中不溶有盐分。
- * 太阳及大气辐射热流 R_{rad} 为定值，数值由当地气候资料查得。
- * 土壤表面温度与大气温度相同，不考虑降水情况。

在上述假定条件下，含内热源的土壤中质量分子扩散传质传热过程的基本方程可写成^{[124]、[125]}：

$$\text{土壤中水分迁移守恒方程：} \rho_l \frac{\partial \theta}{\partial t} = \nabla \cdot (\vec{j}_l - \vec{j}_v) \quad (2-1)$$

土壤中能量迁移守恒方程：

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + h_l \vec{j}_l - h_v \vec{j}_v - h_a \vec{j}_a) + q_v \quad (2-2)$$

q_v —内热源项，换热器吸热时， q_v 为负；换热器放热时， q_v 为正。

$$q_v = \frac{\text{单位埋深换热量}}{\text{钻孔横截面积}} = \frac{q_L}{S} \quad (\text{W/m}^3)$$

$$C = \rho_v c_v (\varepsilon - \theta) + \rho_l c_l \theta + \rho_a c_a (\varepsilon - \theta) + \rho_s c_s (1 - \varepsilon) \quad (2-3)$$

下标 l、v 分别代表水的液相和汽相；a、s 分别代表空气和土壤固体结构。

又 $\vec{j}_v = \vec{j}_l - \vec{j}_v$ 方程 (2-2) 可写成：

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot (-\lambda \nabla T + h_l \vec{j}_v - h_v \vec{j}_v + h_a \vec{j}_a) + q_v \quad (2-4)$$

1) 液态水质迁移通量

液态水质迁移包括对流传质和表面扩散两种机制，其迁移通量为 \vec{j}_l ：

$$\frac{\vec{j}_l}{\rho_l} = -(D_{\theta} \nabla \theta + D_T \nabla T) \quad (2-5)$$

式中， D_{θ} 和 D_T 分别是液态水的等温质扩散系数、热质扩散系数。

又由 Darcy 定律的修正式得出：

$$\frac{\vec{j}_l}{\rho_l} = -\frac{\rho_l}{\mu_l} \varepsilon_{sat} \varepsilon_{rl} \nabla \psi_m = -\frac{\rho_l}{\mu_l} \varepsilon_{sat} \varepsilon_{rl} \left[\frac{\partial \psi_m}{\partial \theta} \nabla \theta + \frac{\partial \psi_m}{\partial T} \nabla T \right] \quad (2-6)$$

式中， ψ_m 是前面提到过的土水势； ε_{sat} 饱和土壤孔隙率； ε_{rl} 是非饱和土壤的相对孔隙率； μ_l 是液体粘度。比较式 (2-5) 与式 (2-6)，可得出：

$$D_{\theta} = \frac{\rho_l \varepsilon_{sat} \varepsilon_{rl}}{\mu_l} \frac{\partial \psi_m}{\partial \theta} \quad (2-7)$$

$$D_T = \frac{\rho_l \varepsilon_{sat} \varepsilon_{rl}}{\mu_l} \frac{\partial \psi_m}{\partial T} \quad (2-8)$$

2) 蒸汽质迁移通量

蒸汽的迁移机制有对流传质、分子扩散。因此，蒸汽的质迁移通量 \vec{j}_v 为：

$$\frac{\bar{j}_v}{\rho_i} = (D_{\theta} \nabla \theta + D_{T_v} \nabla T) \quad (2-9)$$

式中， D_{θ} 和 D_{T_v} 分别为水蒸汽等温质扩散系数、热质扩散系数。

则总的湿迁移通量 \bar{j}_w 是：

$$\frac{\bar{j}_w}{\rho_i} = -(D_{\theta_w} \nabla \theta + D_{T_w} \nabla T) \quad (2-10)$$

其中， $D_{\theta_w} = D_{\theta} + D_{\theta'}$ ， $D_{T_w} = D_{T_v} - D_{T'}$ 。 $D_{\theta'}$ 和 $D_{T'}$ 分别为湿度的等温质扩散系数、热质扩散系数。

在土壤非饱和区，土壤内压力变化不明显，空气质迁移与蒸汽迁移的关系式可由 Fick 定律得到：

$$\frac{\bar{j}_v}{\rho_i} = -D_{va} \frac{\rho_v}{\rho_i} \nabla (\rho_v / \rho_s) \quad (2-11)$$

这里， D_{va} 是考虑弯曲及变截面情况下，对 D_a （水蒸汽在空气中的扩散系数）的修正量； ρ_s 是多孔介质空隙中空气与水蒸汽混合物的密度， $\rho_s = \rho_a + \rho_v$ 。式(2-11)可以写成湿度与温度梯度的函数：

$$\frac{\bar{j}_v}{\rho_i} = -D_{va} \frac{\rho_v}{\rho_i} \left[\frac{\partial (\rho_v / \rho_s)}{\partial \theta} \nabla \theta + \frac{\partial (\rho_v / \rho_s)}{\partial T} \nabla T \right] \quad (2-12)$$

比较式(2-12)与式(2-9)，可得到：

$$D_{\theta_w} = -D_{\theta'} = D_{va} \frac{\rho_a}{\rho_i} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho_v / \rho_s) \quad (2-13)$$

$$D_{T_w} = -D_{T'} = D_{va} \frac{\rho_v}{\rho_i} \frac{\partial}{\partial T} (\rho_v / \rho_s) \quad (2-14)$$

利用 $\rho_v = \phi \rho_{sat}$ ， $\rho_a = \phi \rho_{at}$ ， $\phi = \exp(\psi_m / R_v T)$ ，代入上式求得：

$$D_{\theta_w} = \frac{\nu \rho_{sat} D_{va}}{\rho_i} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} = \frac{\nu \rho_{sat} D_{va}}{\rho_i R_v T} \frac{\partial \psi_m}{\partial \theta} \quad (2-15)$$

$$D_{T_w} = \frac{\nu \rho_{sat} D_{va}}{\rho_i} \left(\frac{\phi h_{v'}}{R_v T^2} + \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) = \frac{\nu \phi \rho_{sat} D_{va}}{\rho_i R_v T^2} \left(h_{v'} + \psi_m + T \frac{\partial \psi_m}{\partial T} \right) \quad (2-16)$$

式中， $\nu = 1 - \frac{\phi \rho_{sat}}{\rho_s} \left(1 - \frac{R_v}{R_a} \right)$ ， R_v 和 R_a 分别是蒸汽和空气的气体常数。

2、土壤表面传热传质分析

由于大气与土壤表面存在温、湿度差，加上气体对流及太阳辐射等，实际

边界上的传热传质很复杂。

1) 传质分析

在大气对流和太阳辐射条件下，土壤表面对流传质边界条件是：

$$j_w \cdot \vec{n} - h_m(\rho_{v,soil} - \rho_{v,a}) \quad (2-17)$$

其中， \vec{n} 是土壤表面指向大气方向的单位矢量； h_m 土壤表面对流传质系数，各种条件下 h_m 的值已经由 Harmathy (1969) 和 Luikov (1966) 年测定。 $\rho_{v,a}$ 和 $\rho_{v,soil}$ 分别是土壤表面和大气的绝对湿度。对于非渗透性边界，等式的左边等于 0；等式右边是由于地表与大气间湿度差引起的水分迁移。(2-17) 式是假定地表与大气接触，若地表与水接触，则地表可视为饱和，边界条件可以简单的写成 $O_{bound} = \varepsilon$ 。

2) 传热分析

在太阳辐射、大气对流等环境条件下，土壤表面与环境直接交换热量主要有对流换热、辐射换热和相变换热。设土壤表面与大气环境温度分别为 T 和 T_a ，土壤表面与大气间对流换热系数为 α 。则土壤内净热流密度应该等于通过地表的热流量：

$$\vec{n} \cdot (-\lambda \nabla T + h_i j_w - h_v j_v - h_a j_a) = \alpha(T - T_a) - \vec{n} \cdot q_{soil} \quad (2-18)$$

对于非渗透性表面，式 (2-18) 可写成：

$$\vec{n} \cdot (-\lambda \nabla T + h_i j_w) = \alpha(T - T_a) + \vec{n} \cdot q_{soil} \quad (2-19)$$

式中， q_{soil} 是土壤表面辐射换热、相变换热的净热流量。

3、内热源（埋地换热器）周围土壤热湿传递二维模型

将含内热源的土壤热湿传递控制方程组与换热器周围土壤微元模型相结合，式 (2-5)、(2-9)~(2-11) 代入 (2-1)、(2-2) 两式中，并进行简化，可得直角坐标系下内热源（埋地换热器）周围土壤热湿传递二维模型为：

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = D_w \cdot A - D_v \cdot B$$

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = [\lambda - \rho_i h_i D_w - \rho_i (h_v - h_a) D_w] \cdot B + [\rho_i h_i D_w - \rho_i (h_v - h_a) D_w] \cdot A + q_r$$

其中：

$$A = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}$$

$$B = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 T}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

初始条件:

$$T(x, y, 0) = T_0 \quad \theta(x, y, 0) = \theta_0$$

在远边界条件处:

$$T|_{x=0} = T|_{x=20} = T|_{y=0} = T|_{y=20} = T_0$$

$$\theta|_{x=0} = \theta|_{x=20} = \theta|_{y=0} = \theta|_{y=20} = \theta_0$$

在土壤表面处的边界条件:

$$\bar{j}_z = D_{e,z} \cdot A - D_{e,w} \cdot B = 0$$

$$R_{rad} = (\lambda + \rho_i h_i D_{e,z}) \cdot B - (\rho_w h_w D_{e,w}) \cdot A$$

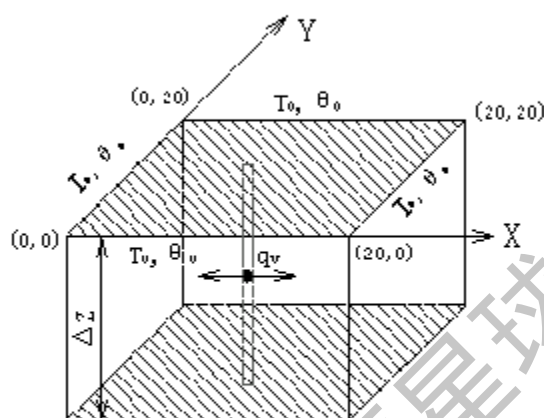


图 2-2 内热源周围土壤二维模型

对模型中的变量进行无量纲化和离散化, 可通过数值解法求得解答, 论文采用专业的多孔介质计算软件 Autough2 作为本文的数值模拟计算工具。

2.3 AUTOUGH2 计算软件

多孔介质计算软件 Autough2 软件是由美国 Lawrence Berkeley 国家实验室编写^[126, 127], 它与其它版本的数值模拟软件 (例如 TOUGH、TOUGH2) 一样, 均可计算多孔介质和裂隙介质中的多元多相流体非等温流动。主要应用于地热热储工程、核废料掩埋处理、环境评估, 以及饱和和非饱和土壤区域水文学等研究, 它以质量和能量平衡方程来描述多元多相流体和热量的迁移, 质量迁移包括各相物质的流动及扩散, 热量迁移主要是导热和对流项, 其中对流项包含相变潜热。

Autough2 组成结构如图 2-3, 为完成一个计算问题, 需要 2 个数据文件: 几何文件和输入文件。几何文件描述计算对象的几何特性, 并可按需要进行二维网格划分; 在竖直方向, 可以设置不同深度并进行分层。输入文件包括计算所需的物性参数 (包括渗透率、孔隙率、密度、比热、导热系数)、时间步长设置、计算步数、输出结果设置、初始条件和热源项。

Autough2 可用以解决多维问题, 对三维计算它采取了一种独特的方式, 即分层处理法, 对每一层采用二维模型计算, 并且每一层的计算以中间位置的数据作为计算依据, 符合本文所建立内热源模型。理论上讲, 层距应尽量趋近于无穷小以保证计算的准确性。在实际使用中, 根据当地土壤结构和温度情况, 通常是对深度方向进行有限次的划分。

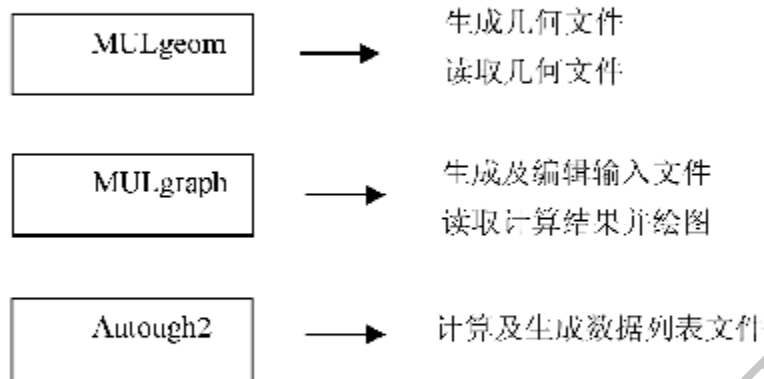


图 2-3 AUTOUGH2 软件结构功能示意图

2.4 本章小结

1、本文针对埋地换热器提出一种新的研究方法——“内热源”模型，区别于以往传热模型，内热源模型考虑湿度迁移、土壤类型等各方面因素，将土壤按不同土质分成 n 个层，每层土质是均质各向同性，并将埋设于土壤中的换热器处理为等效的 n 个内热源，建立了内热源埋地换热器理论模型。

2、将换热器简化为内热源项，内热源模型不受换热器具体形式限制，不仅适用于 U 型垂直埋管，同样也适用于套管式等其它埋地换热器。

3、所建立的内热源模型，并结合多孔介质传热传质 Autough2 专业软件，可模拟埋地换热器及周围土壤温度分布和随时间的变化，这对模拟和预测地下埋管的换热性能、效果和使用寿命提供了方法和手段，对地源热泵埋地换热器的设计具有指导价值。

第三章 埋地换热器周围土壤温度数值模拟

根据第二章所建立的内热源型埋地换热器模型，采用多孔介质专业计算软件 Autough2，对 U 型垂直埋管换热器周围土壤温度场进行数值模拟。首先针对单根换热器，研究不同土壤物性、不同回填材料及换热器不同运行方式对单根换热器周围土壤温度的影响。在此基础上，针对实际应用的地源热泵 U 型垂直埋管换热器管群进行模拟，模拟只有取热或只有排热的单季运行工况下的土壤温度变化，和模拟既有取热又有排热的双季工况下的土壤温度变化，分析各自对地下埋管换热器和地源热泵的应用效果影响。

3.1 不同土壤物性对换热器周围土壤温度影响

设 U 型管换热器埋深 90m，为反映不同土层中土壤物性对换热器周围土壤温度分布的影响，选择有代表性的土层：粘土、砂土和砂岩作为模拟对象，各土质物性见表 3-1。采用本文的内热源模型及 Autough2 软件对单根换热器周围土壤温度场进行模拟计算。计算中，换热器单位井深吸热率与排热率均设为 40W/m。

3.1.1 计算参数处理

1、网格划分：设置 $21 \times 21\text{m}^2$ 的矩形区域为计算范围，栅格边长为 1m，如图 3-1。换热器钻孔直径 300mm，位于中心处，记为 O 点。A、B、C、D 四点距换热器分别为 1m、2m、3m 和 4m。

2、内热源项： $q_v = \frac{\text{单位埋深换热量}}{\text{钻孔横截面积}} = \frac{q_L}{S}$ (W/m³)

3、边界条件：绝热。

4、大地初始温度：天津地区土壤初始温度设为 15℃。

5、物性参数：见表 3-1。

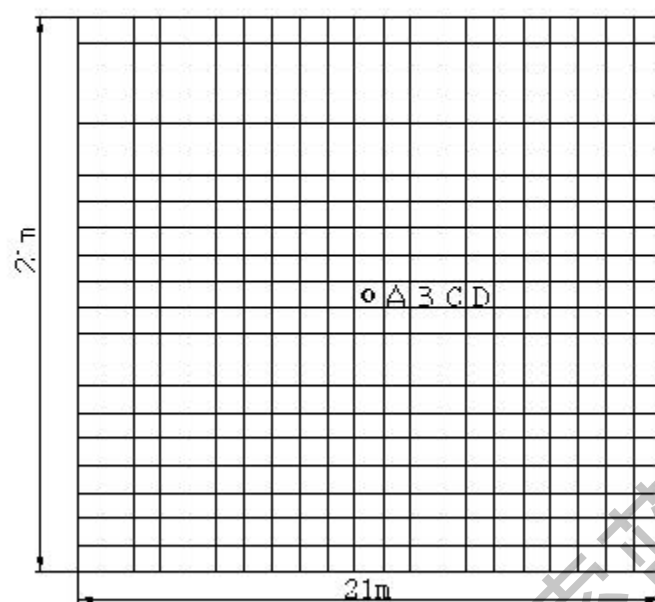


图 3-1 土壤网格图

表 3-1 计算中各层土壤物性参数

名称	渗透率 (Darcy)	孔隙率 (%)	密度 (kg/m^3)	比热 ($\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$)	导热系数 ($\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)
空气	0.001	99	1	900	0.025
粘土	0.01	47	1500	2200	0.9
砂土	0.01	20	2000	700	1.9
砂岩	0.01	10	2500	1430	3.0

3.1.2 土壤物性的影响

为比较不同土壤物性,如导热系数 λ 和比热 c 对土壤温度影响的大小,在相同吸热率及其它土壤物性参数(密度 $2000\text{kg}/\text{m}^3$,孔隙率50%)条件下,计算不同土壤导热系数、比热,换热器连续吸热7天下的温度场变化。

1、 λ 和 c 对土壤温度的影响

图 3-2a 为 $c=2500\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, λ 分别为 3.0, 1.8, $0.9\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 时土壤 O 点处温度随时间的变化。图 3-2b 为 $\lambda=2.2\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, c 分别为 2500, 1400, $700\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 时土壤 O 点处温度随时间的变化。

℃)时土壤 O 点处温度随时间的变化。比较这两组参数 λ 、 c ， λ 值的变化幅度小于 c ，但计算结果显示出土壤温度变化受 λ 影响更明显，说明 λ 对温度的影响比 c 大。

2、 λ 和 c 对土壤温度变化范围的影响

图 3-3 中上面两幅图是 λ 分别为 0.9, 3.0W/(m·℃)时的土壤温度场，下面两幅图是 c 分别等于 700, 2500J/(kg·℃)时的土壤温度场。可看出，随着 λ 增加，吸热半径稍有增大，但增大幅度不明显；但随 c 的增大，吸热半径明显减小。这是由于 c 是表征土壤蓄热能力的参数， c 越大，单位体积（ ρ 相等）土壤所能提供的热量也越多，因而换热器所能影响到的范围就越小。

3.1.3 不同土质中温度场变化

为反映不同土质中换热器周围土壤温度的分布情况，本文对理想纯土质条件下土壤的温度分布进行模拟计算，选择有代表性的粘土、砂土和砂岩作为模拟对象，各土质物性见表 3-1。计算中，单位井深吸热率与排热率均设为 40w/m。

图 3-4 为换热器连续吸热时的温度变化曲线，a、b 两图分别表示 O 点与 A 点处的温度。由图 a，粘土质土壤在连续吸热工况下，温度下降速度极快，前 5 天内的温度下降幅度为 2.4℃/天，连续运行 7 天后温度已经下降至 1.0℃，超出设定计算数据范围。而导热系数比较高的砂岩和砂土层中，换热器周围土壤温度下降速度就缓慢得多，最初 4 天内，温度下降较大，砂土层土壤温度下降 40%，而砂岩层的温度下降了 20%。运行 5 天以后，温度下降幅度逐渐平缓，土壤温度趋于稳定。由图 b 可明显看出粘土温度一直保持在初始温度，这是由于粘土导热性能太差，远离换热器的土壤中的热量无法向换热器传递，而砂岩层与砂土层在 30 天内温度分别下降了 10%和 16%。

图 3-5 是换热器连续排热 30 天内的土壤温度状况，同样，a、b 两图分别表示 O 点与 A 点处温度曲线。同理可看出，排热工况下，粘土层温升速度很快，近似为砂土层的两倍。连续排热 5 天时，O 点处粘土层温度达到 27℃，而此时砂土层和砂岩层温度分别为 23℃、20℃。但在 A 点处，粘土温度的上升却是最缓慢的，这是由于粘土层土壤有很强的蓄热能力，导热性能较差的缘故。

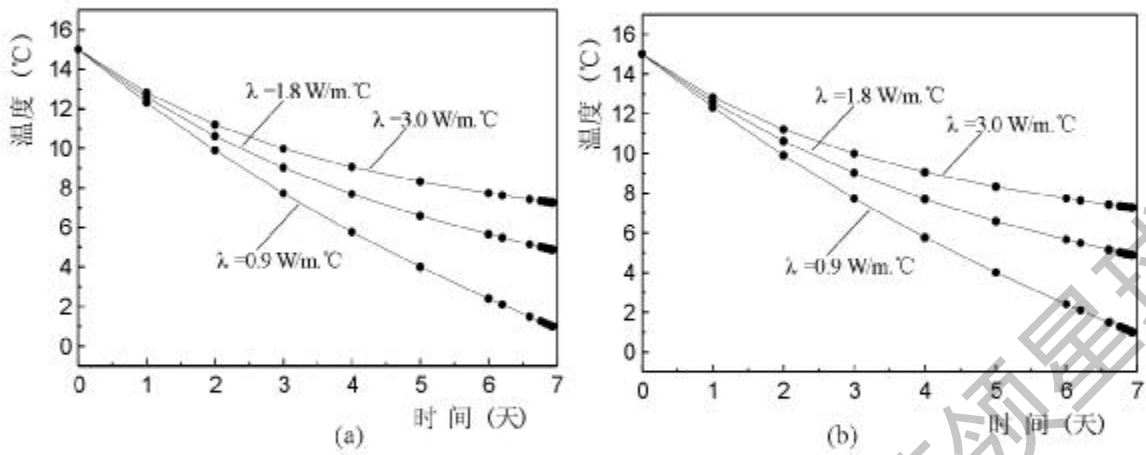


图 3-2 连续吸热 7 天不同物性下 O 点处温度随时间的变化曲线

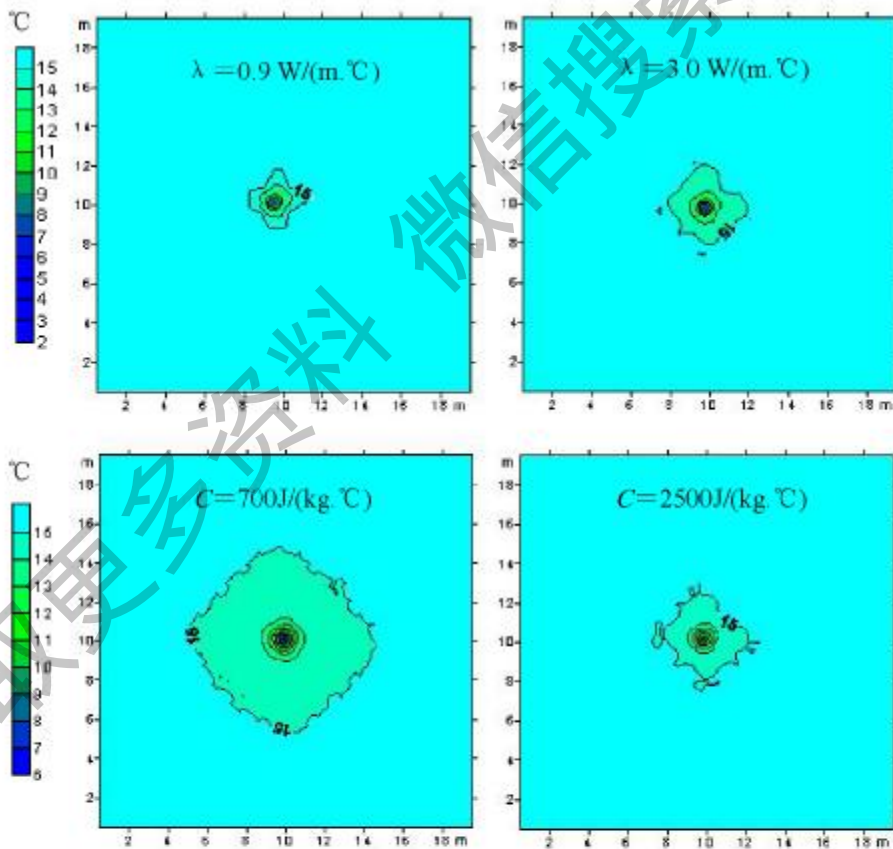


图 3-3 不同物性下换热器周围土壤等温线

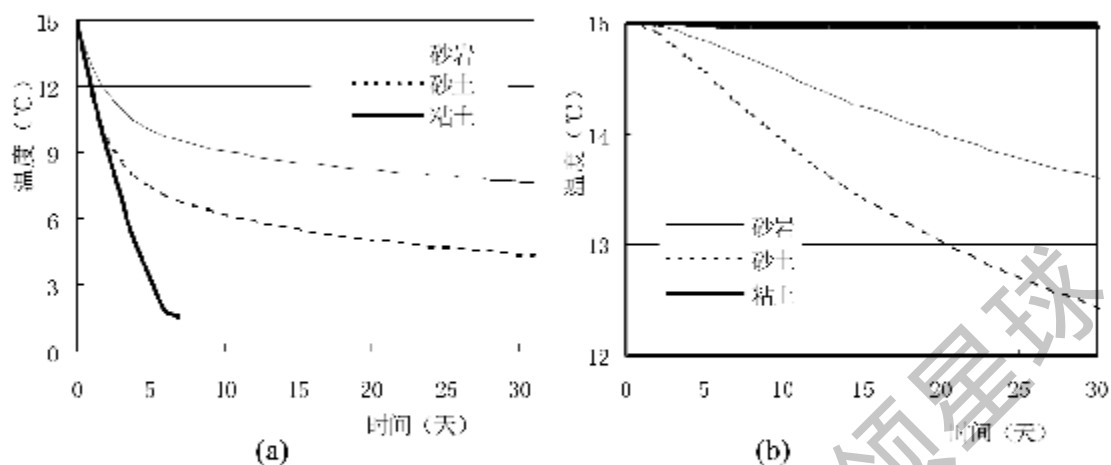


图 3-4 换热器连续吸热 30 天土壤温度变化

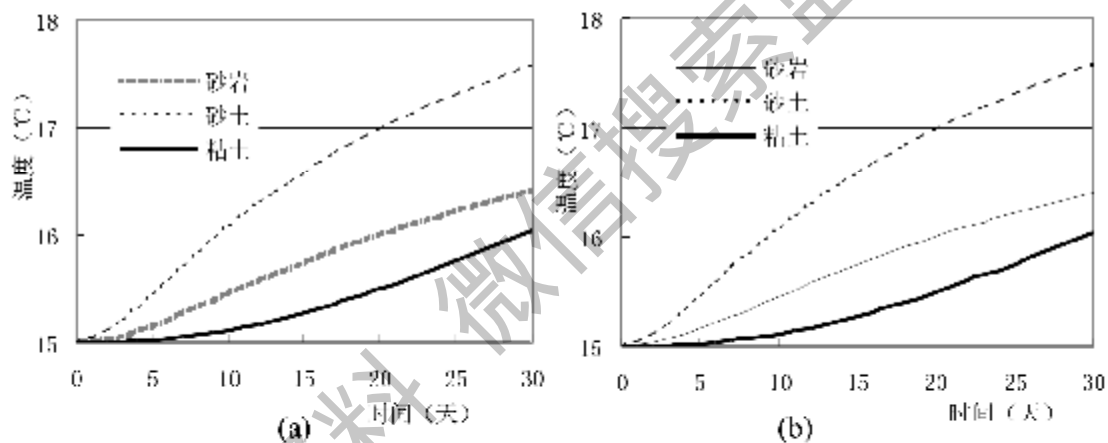


图 3-5 换热器连续排热 30 天土壤温度变化

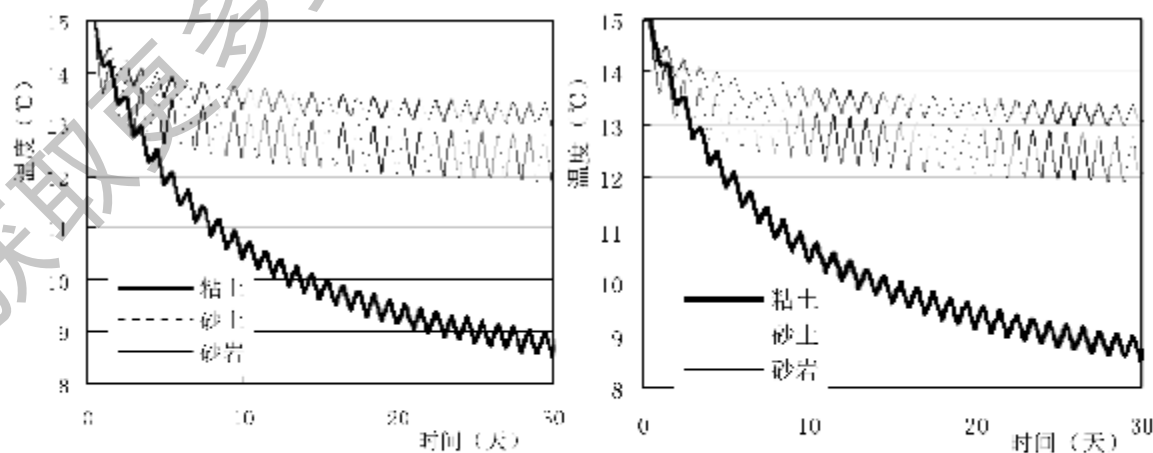


图 3-6 吸/排热间歇运行 30 天 O 点处温度曲线

3.2 不同运行方式对换热器周围土壤温度影响

3.2.1 连续运行与间歇运行土壤温度的比较

图 3-6 是吸热、排热工况下，换热器间歇运行（12 小时开 12 小时停），单位井深吸/排热量均为 40W/m 条件下，O 点处温度随时间的变化。图示可见，土壤温度在每个停止期内都有一个恢复过程，但总体趋势仍然呈温降/温升状态。连续运行 30 天后，粘土层、砂土层和砂岩层温度变化分别是 6.5°C 、 3°C 和 2°C ，砂土和砂岩温度恢复能力明显高于粘土，土壤温度更易于达到稳定。

图 3-7 是单位井深排热量为 40W/m 条件下，间歇运行与连续运行 O 点处温度对比。5 天后，间歇运行粘土层温度为 18°C ，增温速率仅为连续运行的 25%；砂土层和砂岩层间歇运行的增温速率也分别为连续运行的 28%、30%。因此，间歇运行方式能大幅度地减缓土壤温度升高速率，同时也保证了换热器具有良好的换热性能。

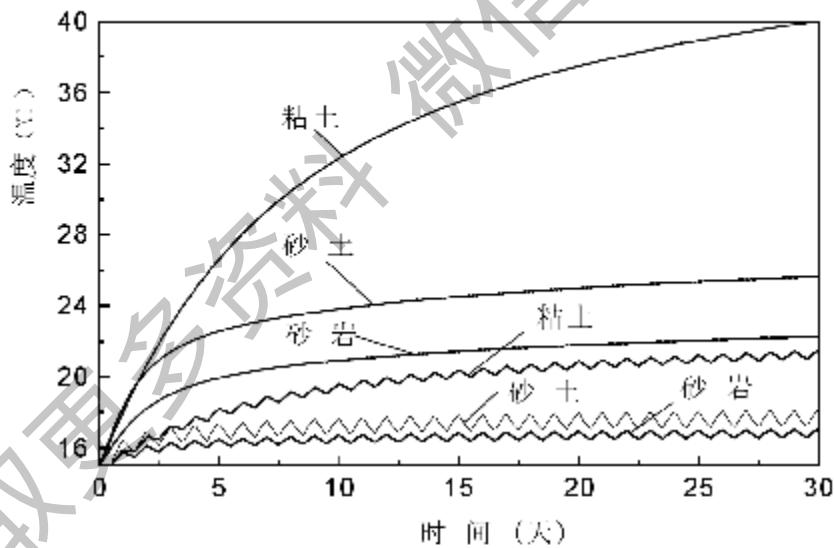


图 3-7 排热工况连续与间歇运行温度曲线

3.2.2 不同运停比下温度变化比较

在一天时间内，热泵运行时间与停止运行时间之比称为运停比。很显然，运行时间越短，恢复时间越长，土壤温度变化幅度越小，更容易达到稳定。但

在实际应用中，热泵运行时间由建筑物使用情况确定，需要满足室内负荷要求。本文中，以粘土层土质为例，分别对运行时间比 12:12，10:14 以及 8:16 的三种吸热/排热工况下进行模拟计算，O 点处温度变化如图 3-8 所示。

可以看出，排热工况下运行时间越长，土壤温度升高越迅速，并且随着时间的推移，三种运行时间间的温度差异加大，运行到 30 天后，温度差距达到 1℃。吸热工况下，温度曲线变化趋势与排热工况类似。

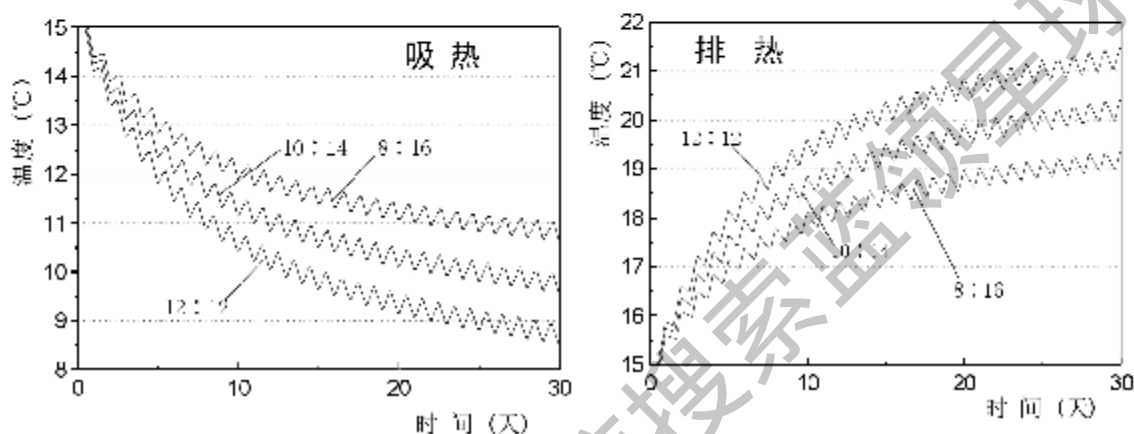


图 3-8 吸热/排热运行不同运行时间比下 O 点（粘土层）处温度随时间变化曲线

3.3 换热器管群周围土壤长期运行温度数值模拟

3.3.1 换热器管群周围土壤模型

实际应用中，地下换热器一般是几十组甚至上百组垂直埋管管群换热器。为保证地下埋管的正常换热效果和长期使用，应设计出合理的埋管数量、埋管深度和管与管之间间距。以本文地源热泵示范工程实验系统（详见第四章）的地下埋管换热器为研究对象，进行地下温度场数值模拟研究。U 型垂直埋管换热器共 21 组，分 3 排，换热器埋深均为 90m，水平间距和纵向间距各为 5m，平面布置如下图 3-9，换热器分布于长 42m，宽 21m 矩形范围内，按 1×1m 正方形将该区域划分为 882 格，图中标号 1~21 为换热器所在位置。

1、土壤分层处理：见图 3-10，将土壤沿 90m 埋深方向按土质类型分为 7 层，土质类型见表 3-2，各层土质物性见表 3-3，每一土层可设置各自的物性与初始条件。

2、热源项处理：按第四章实验结果，换热器单位井深吸热量取 40W/m，单位井深排热量取 60W/m，每层的内热源项为： q_v (W/m³)。

3、边界条件：绝热。

4、土壤初始温度：见表 3-2。

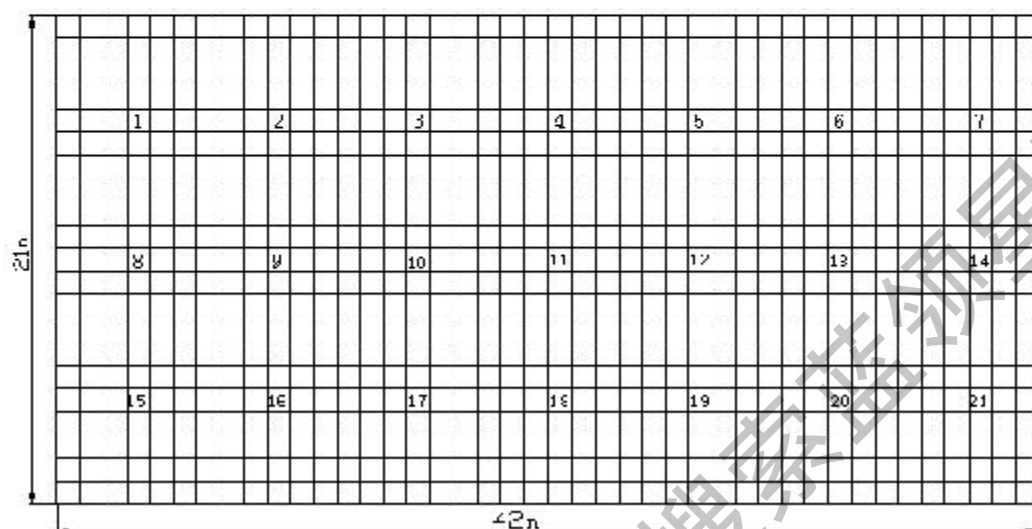


图 3-9 换热器管群平面布置图

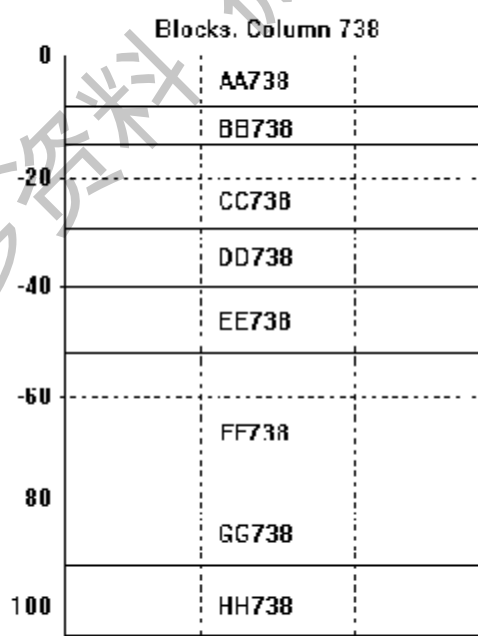


图 3-10 土壤分层示意图

表 3-2 各层土质类型及初始温度

层号	深度 (m)	主要土质类型	初始温度(°C)
aa	0~-10	粉质粘土, 粉土	12.2 ^(a)
bb	-10~-15	粘土, 亚粘土	14.6 ^(b)
cc	-15~-30	砂土	15 ^(b)
dd	-30~-40	淤泥层	15.4 ^(c)
ee	-40~-50	粘土, 亚粘土	15.4 ^(c)
ff	-50~-80	第一含水层, 砂土	16 ^(a)
gg	-80~-100	第二含水层, 砂粘土	16~17 ^(a)

(a---天津地区年空气平均温度 b---实验数据^[28] c---经验公式计算所得)

表 3-3 物性参数表

名称	渗透率 (Darcy)	孔隙率 (%)	密度 (kg/m ³)	比热 (J/kg·°C)	导热系数 (W/m·°C)
大气(层)	0.001	99	1	900	0.025
粉质粘土	0.01	47.9	1350	2200	1.1
粘土	0.01	46.9	1500	2200	1.1
淤泥	0.01	40	2000	700	1.3
砂土	0.01	37	2000	1425	1.5
砂粘土	0.01	20	2200	2000	1.2

由表 3-3 分析各土层物性 λ 、 c 和 a 对温度的影响: 砂土层 a 最大则热作用半径最大, 且 λ 值居中, 因而砂土层整个区域内土壤变化幅度应最大; 粘土层 λ 值最小, 因此靠近换热器位置该土层的温度变化应该最大; 而淤泥层 λ 值最大, 则该土层温度变化应最小。

3.3.2 换热器管群冬、夏两季运行 30 年模拟

地源热泵双季运行, 夏季空调向地下释排热量, 设单位井深排热量 60W/m, 空调期 90 天, 总排热量 2.94×10^8 kJ; 冬季供暖从地下吸热, 设单位井深吸热量 40W/m, 供暖期 120 天, 总吸热量 2.61×10^8 kJ。热泵运行每日工作 8~10 小时。

以 II 换热器为例说明土壤温度场情况,如图 3-11,土壤中各点温度随热泵运行周期(一年)上下波动。 $x=0\text{m}$ 处,温度上下波动幅度几乎相等,年平均温度只有轻微上升趋势。这说明在 $x=0\text{m}$ 处,每一个运行周期内,土壤吸热和排热基本达到热量平衡。在距离换热器稍远, $x=1\text{m}$ 和 3m 处,土壤温度曲线呈较明显的上升趋势,在热泵系统运行 30 年时,这两处温度已升高 $2\sim 3\text{C}$ 。说明,在远离换热器位置,土壤的吸热量是大于排热量,因而造成在远离换热器土壤中的热量不断累积,温度上升。由此可推论,在这种运行状况下,换热器夏季排热时的热作用半径要大于冬季吸热。

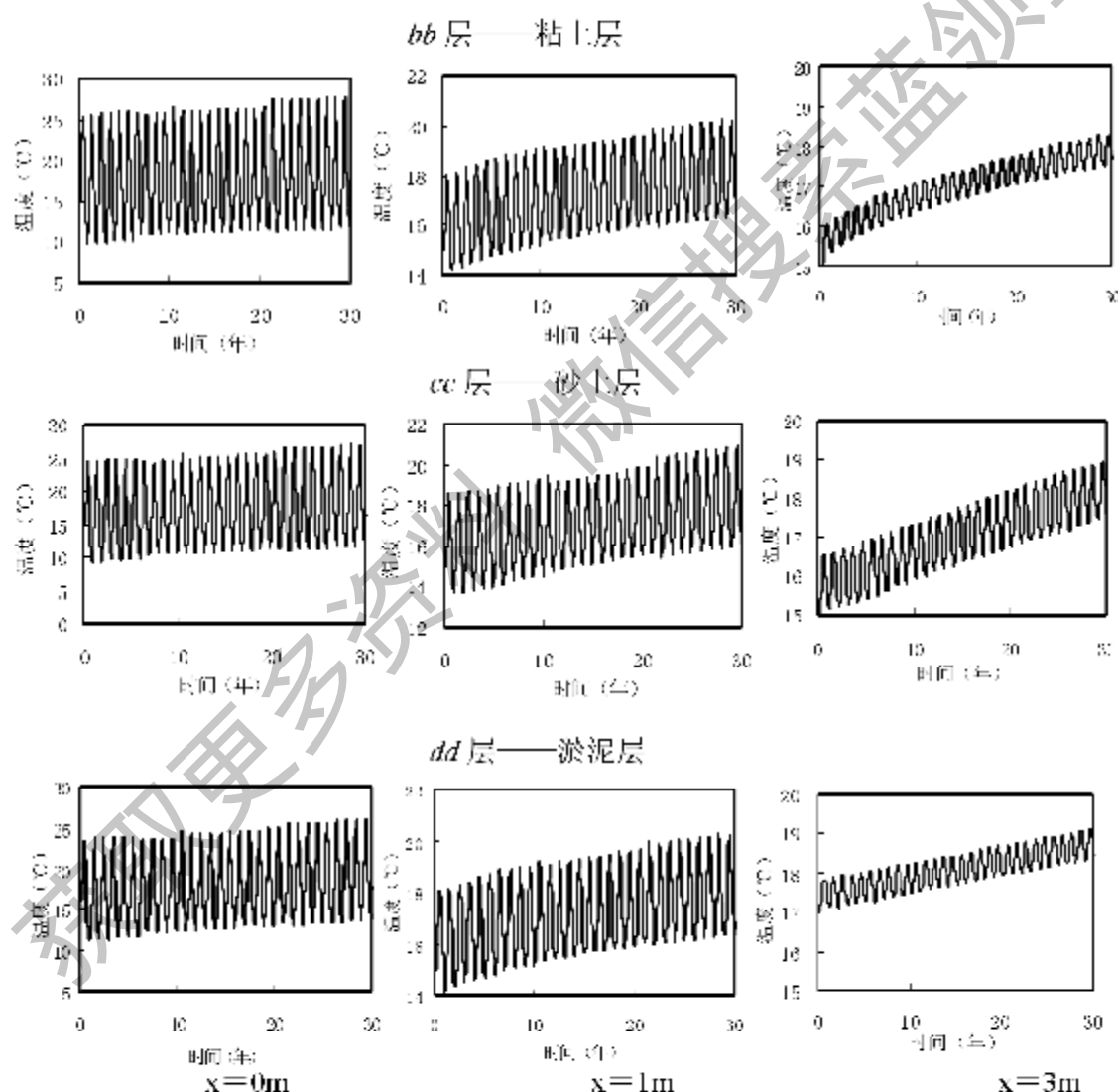


图 3-11 长期运行各层土壤温度随时间的变化曲线

图 3-12 是双季运行分别为 5 年、10 年、20 年和 30 年时整个换热器系统所在土壤区域（以 cc 层为例）的等温线图。cc 层初始温度为 15℃，运行 5 年后，部分土壤温度已达到 16℃。并且，随着运行时间增大，15℃等温线圈半径越来越小，cc 层总体温度在不断升高，即换热器影响半径在不断扩大，逐渐覆盖整个换热区域。运行 30 年后，土壤温度升高至 18℃，而且，靠近换热器位置处，土壤温度也在 12℃以上。土壤整体温度升高是由于夏季排放的热量蓄存在土壤内，这对冬季换热器吸热是有利的；但如果土壤升温过度，则会造成夏季热量不易抖出，严重时将使得热泵夏季空调无法使用。

3.3.3 换热器管群单季运行模拟

为能更直接说明问题，对两种极端情况，仅冬季取热和仅夏季排热工况下进行模拟计算，冬、夏两季各自的取、排热量和运行时间与双季工况相同，计算结果见下图 3-13 至图 3-15。

图 3-13 冬季吸热运行工况下，计算至 5.9 年时，换热器埋设位置处粘土层土壤温度已降低至 1.8℃，由于计算软件数据范围限制，使得计算无法继续。cc 层土壤大部分区域温度下降至 9℃以下，换热器附近温度为 6℃，表明埋地换热器从周围土壤中提取热量的能力和效率将下降。

图 3-14 为夏季排热运行 5 年后温度场分布，cc 层大部分区域温度上升至 22℃，在距离换热器近处，温度已经达到 29、30℃，已达到空调工况的冷却水温度范围。

图 3-15 为仅夏季排热工况下使用 13 年后的 cc 层土壤温度分布，此时整个 cc 层温度在 29~40℃范围内，靠近换热器处的土壤温度已达到 35℃以上，超出了标准空调工况的冷却水温度范围。也就是说如仅夏季排热，换热器运行 13 年后，土壤温度将不再适用于空调工况。

我国大部分地区，夏季空调所需要的冷量要比冬季供暖所需的热量大得多，也就是说，夏季空调向土壤排放的热量大于冬季供暖时所提取的热量，那么，长期运行结果势必使土壤温度越来越高，所能取得的冷量连年减少，将使热泵处于不经济的运行状态。

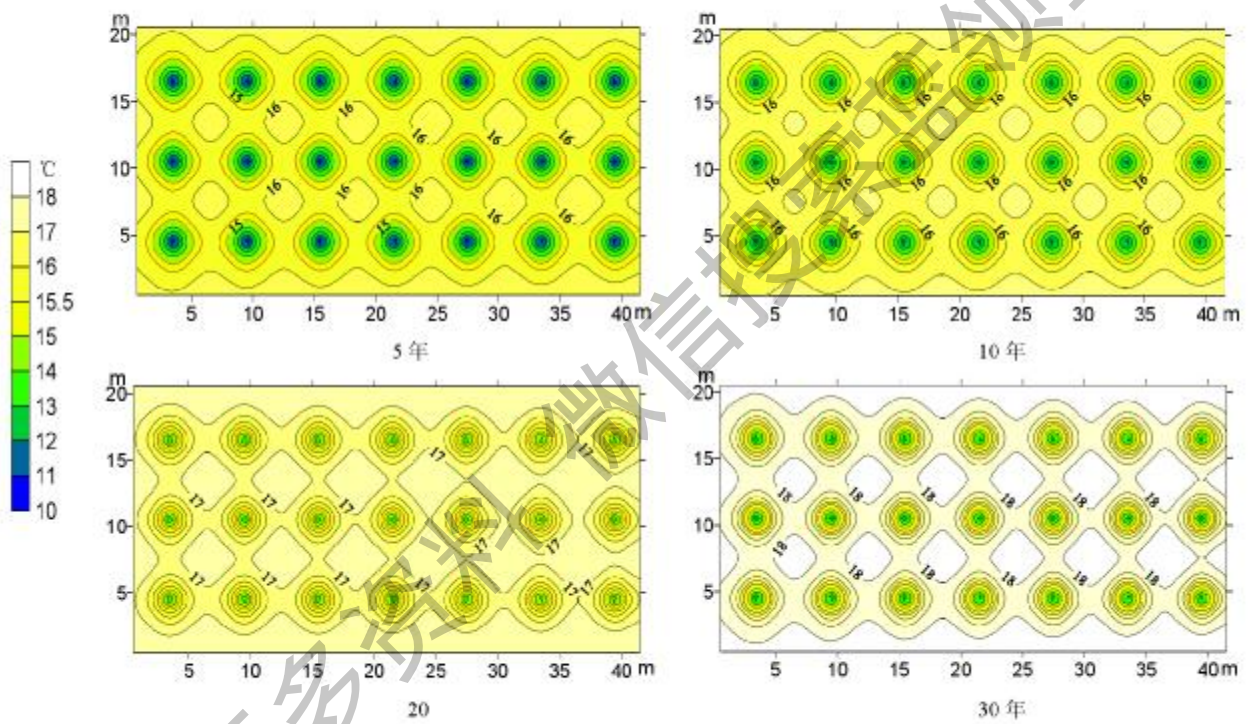


图 3-12 换热器双季运行 30 年后 cc 层土壤温度

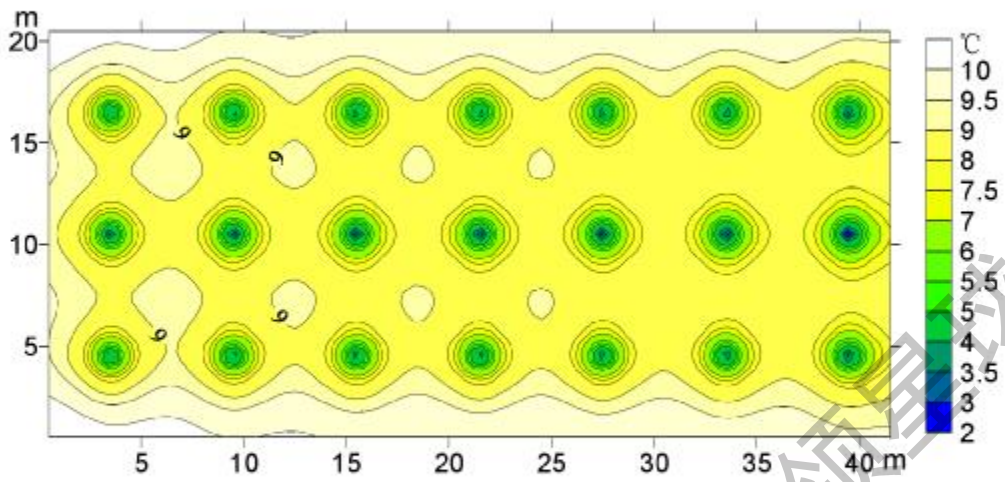


图 3-13 冬季吸热运行 5 年 cc 层土壤温度场

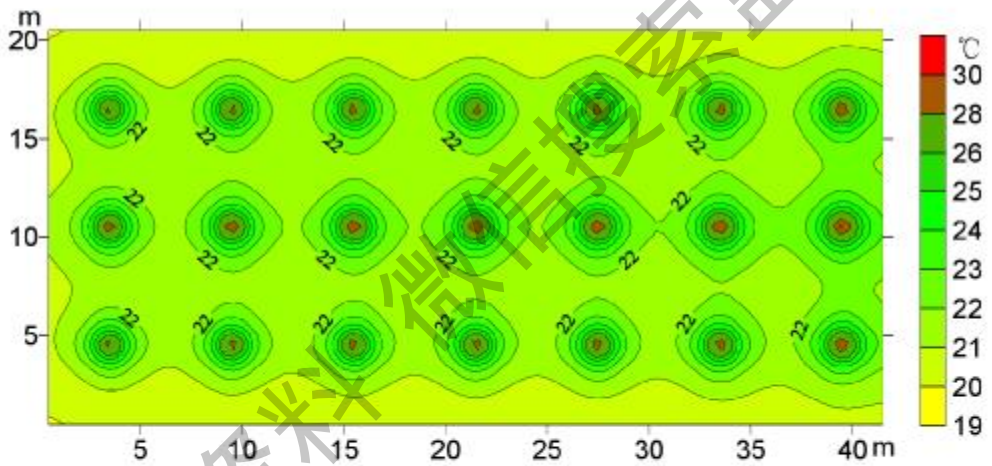


图 3-14 夏季排热运行 5 年 cc 层土壤温度场

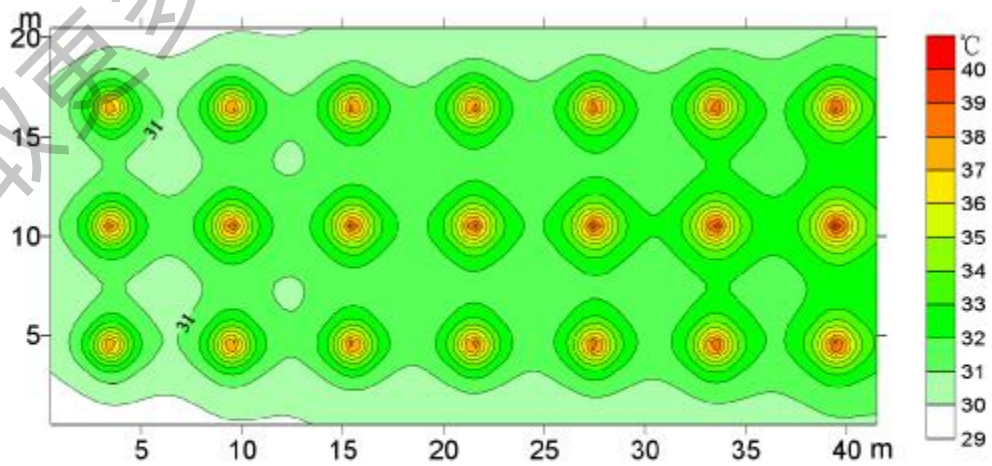


图 3-15 夏季排热运行 13 年 cc 层土壤温度分布

为能实现长期利用土壤热源的目的,应使土壤每年的取热和排热总量基本达到平衡。因此,对冷负荷大于热负荷的应用条件,可采用“混合式系统”的方案,如“地下埋管+冷却塔”方式,地下埋管大小由冬季热负荷来确定,超出从土壤吸热量的那部分夏季排热量由冷却塔来提供,这样,使得地下的吸排热量相平衡。此方案不仅可解决地下换热量的平衡问题,在通常情况下也可使得整个系统的初投资降低,对采用地下水的地源热泵系统也可借鉴采用。

相反,对于我国北方冬季严寒地区,夏季气温不太高,夏季空调冷负荷比冬季供暖的热负荷小,按照地下吸、排热量相等的设计思路,则应选择较小的冷负荷作为地下埋管换热器的设计负荷,冬季热负荷不足部分可采用辅助热源来补充,即“地下埋管+辅助热源”的方式。

3.4 本章小结

1、土壤物性对温度的影响: λ 越大,土壤温度变化越小;而 c 越小,换热器热作用半径越大,即 λ 和 c 值均较大的土壤是埋地换热器的理想埋设环境。

2、综合 λ 和 c 的因素,给定工况下,在三种典型土质中,土壤温度及换热器热作用半径分别是:粘土层温度变化 13°C ,热作用半径 2m ;砂土层温度变化 8°C ,热作用半径 6m ;砂岩层中温度变化 6°C ,热作用半径 4m 。

3、间歇运行可以有效减缓土壤温度变化,分别对粘土层、砂土层和砂岩层排热运行5天计算得出:间歇运行(运停比1:1)下的增温速率分别仅为连续运行工况的25%、28%和30%。

4、设定工况下,对由21个换热器组成的换热器管群30年冬、夏两季运行模拟计算,夏季总排热量大于冬季总吸热量,整个土壤区域的温度呈逐年上升趋势。模拟30年后,土壤温度由最初平均温度 15°C 升至 18°C 。

5、对单季运行工况,只有冬季吸热时,换热器管群运行5.9年后,土壤局部地区温度下降至 1.8°C ;只有夏季排热时,换热器管群运行13年后,土壤温度超过 35°C ,已不适用于空调工况。

6、对埋管换热器地源热泵系统,为实现能长期利用土壤热源的目的,应使每年土壤的取热量和排热量基本达到平衡。当冷、热负荷相差较大时,建议采用“混合式系统”,如地下埋管+冷却塔或地下埋管+辅助热源的方式。

7、采用内热源模型和Autough2计算软件,可模拟埋地换热器及周围土壤温度分布和随时间的变化,这对模拟和预测地下埋管的换热性能、效果和使用年限提供了方法和手段,对地源热泵埋地换热器的设计具有指导价值。

第四章 埋地换热器与地源热泵实验

埋地换热器系统是整个地源热泵系统成败的关键，由于尚没有埋地换热器地源热泵实际应用先例和当地埋地换热器的换热性能数据，为此，我们先针对埋地换热器系统进行现场实验研究，为后面地源热泵示范工程实验系统提供设计依据。并分别在天津和沈阳地区，建立了不同形式的埋地换热器，如：砂石回填单 U 型、双 U 型井埋管，和混凝土回填单 U 型井埋管的单井实验系统，开展埋地换热器单井的换热性能实验研究。

4.1 埋地换热器单井实验系统

4.1.1 实验系统简介

分别于 2002 年 1 月在天津和 2003 年 7 月在沈阳建立了地下埋地换热器单井实验系统，埋地换热器形式有砂石回填的垂直单 U 型、双 U 型井埋管和混凝土回填的桩埋管，桩埋管指在建筑物打地基桩时植入 U 型管形成的混凝土回填井埋管。本文将针对这几类不同埋地换热器形式开展单井的换热性能实验研究。

1、天津单井实验系统

天津地下埋地换热器单井实验系统，有两种形式：砂石回填的垂直单 U 型井埋管和混凝土回填的桩埋管，所有地下埋管均采用 DN32 的高密度聚乙烯管。其中单 U 型井埋管埋深为 90 米，桩埋管的埋深为 20 米。实验系统见图 4-1、和实景图 4-2。实验系统采用稳压电加热器为埋地换热器提供热量，和一台水源热泵给埋地换热器提供冷量，利用温控器控制水箱水温来实现埋地换热器取热工况和排热工况下的进口水温稳定。因为混凝土回填井埋管的换热器性能与桩埋管相同，为更具普遍意义，这里以砂石回填井埋管和混凝土回填井埋管为主进行换热性能分析。

天津埋管单井实验系统建立了数据采集系统，如图 4-3，包括测温的铜-康铜铠装热电偶、工控机、组态三软件和 PC 机。温度测点有室外环境温度，埋管进出口温度，见图 4-2，埋管周围水平方向和沿埋管深度垂直方向各测点的土壤温度，温度测点分布见图 4-4，在桩埋管和井埋管钻井壁上深 4m、8m、12m、16m 处分别有一铠装铜-康铜热电偶，标号为：对桩埋管热电偶 1-4，对井埋管

热电偶 11~14。在地下深 8m 处沿径向方向上每隔 0.5m 有一铜-康铜热电偶，标号 5~10，用于测量埋地换热器的热影响半径。热电偶传感器产生的标准信号通过下位机 PLC 送至上位机 PC 中进行实时数据采集。埋管进出口流量由秒表和量桶测得。

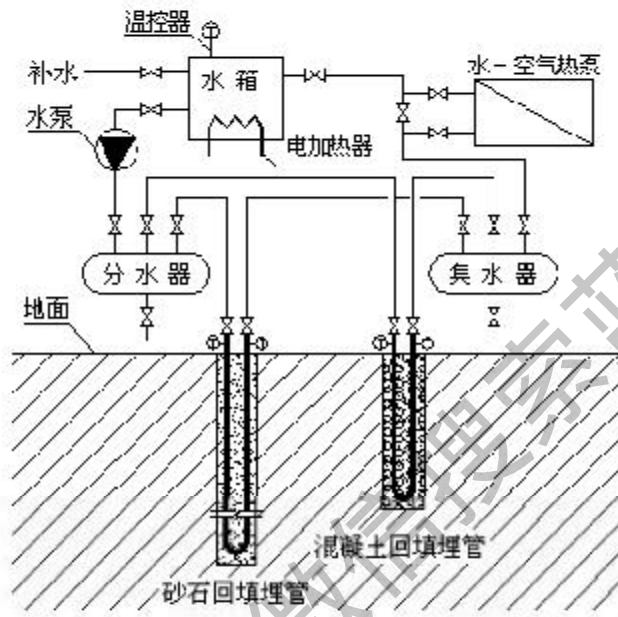


图 4-1 天津单 U 型单埋管实验系统



图 4-2 天津实验系统实景



图 4-3 天津数据采集系统

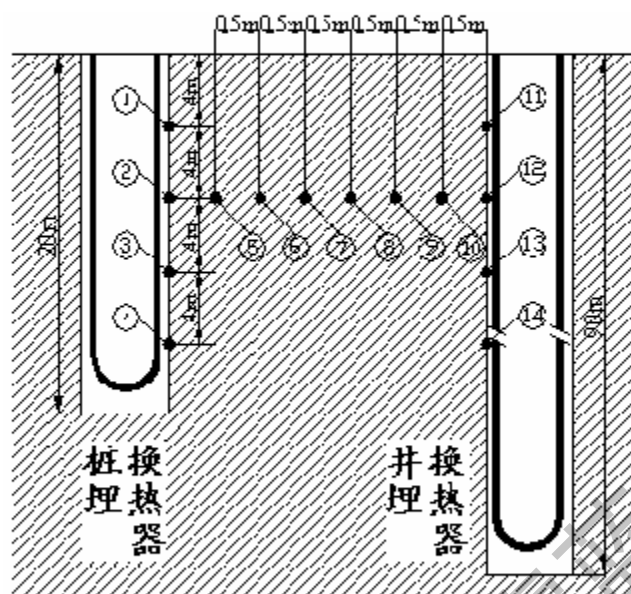


图 4-4 天津地下温度测点分布

2、沈阳单井实验系统

沈阳埋地换热器单井实验系统，见图 4-5。有两种形式：垂直单 U 型和双 U 型井埋管，管材均为 DN32 高密度聚乙烯塑料管，回填材料为砂石。其中单 U 型井埋管埋深 80m，双 U 型井埋管埋深 66m。系统采用一台热泵机组实现埋地换热器的冷热量供应，利用温控器控制水箱水温来实现埋地换热器取热工况和排热工况下的进口水温稳定。

沈阳埋地管实验系统，温度测量采用精度为 0.1 的温度计，测量埋管进出口水温，浮子流量计测流量，同时用称重法校验流量。数据采集点见系统图 4-5。

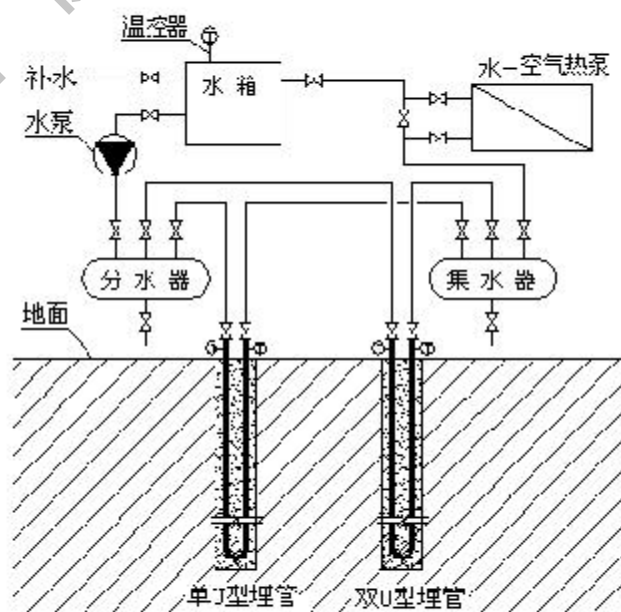


图 4-5 沈阳单井实验系统

4.1.2 实验方法

天津埋地换热器实验系统，排热工况时通过稳压电加热器给埋地换热器提供热量，取热工况通过水源热泵将埋地换热器中热量排走，利用温控器控制水温来实现埋地换热器取热工况和排热工况进口水温稳定，取热工况温度稳定在 3℃或 5℃，排热工况为 30℃或 35℃；流量稳定在 800 l/h~1200 l/h。

沈阳埋地管实验系统在取热工况和排热工况均采用变流量和变进口水温方法进行。采用温控器实现水温稳定在设定值，排热工况埋地换热器进口水温设定两个值，30℃和 35℃；流量变化范围，单 U 型埋管由 760 l/h 至 1500 l/h，双 U 型埋管由 1500 l/h 至 3000 l/h。取热工况埋地换热器进口水温也设定两个值，3℃和 5℃，其流量变化趋势与排热工况相同。

4.2 埋地换热器实验结果与分析

埋地热交换器的换热性能—单位井深换热量 (q_L) 不仅与中填材料的热物性、土壤的温度和热物性有关，还与埋地热交换器的进口水流量、水温和埋管方式等因素有关，为此开展相关的实验研究。

4.2.1 排热实验

1、天津实验

于 2002 年 2 月，天津埋地换热器实验系统分别对混凝土回填料埋管和砂石回填料埋管进行排热实验，结果见图 4-6。两种换热器进口水温均控制在 30℃，流量变化趋势较缓，由 800 l/h 至 1200 l/h，连续运行 24 小时，桩埋管的单位井深换热量 q_L 由最初的 210W/m 逐渐下降，最后基本稳定在 130W/m，下

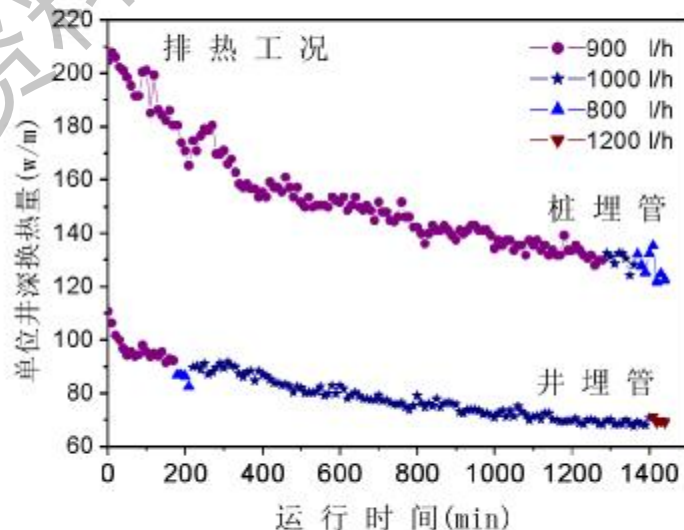


图 4-6 天津单 U 型混凝土回填料与砂石回填料埋管排热性能比较

降幅度约 40%。运行过程中，流量变化幅度较小，对其换热性能的影响不明显。砂石回填井埋管情况类似，运行 20 小时后， q_L 也基本稳定在 80W/m 左右。很明显，排热工况，桩埋管的 q_L 较砂石回填高 50%，这是在冬季模拟的排热实验，实际应用中在夏季时的单位井深换热量 q_L 将相对低一些。

2、沈阳实验

于 2003 年 7 月，对沈阳埋地换热器实验系统的单 U 型和双 U 型井埋管进行了排热实验。实验工况采用变流量和变进口水温，如图 4-7 所示，进口水温为 30℃，单位管长水流量基本相同时，双 U 型与单 U 型埋管的单位井深换热量 q_L 相差不大；当水流量相差较大时，双 U 型埋管的 q_L 明显高于单 U 型；而当进口水温升高到 35℃，单位管长水流量相近时，双 U 型的 q_L 比单 U 型高约 50% 左右，见 4-8 所示。由此可看出，进口水温的变化对双 U 型埋管的影响较单 U 型显著。同时还可看出，当流量变为原来两倍时，不论是单 U 型还是双 U 型埋管，单位井深换热量 q_L 均会提高，约 10%。

由图 4-9 和图 4-10，当进口水温不同时，相同流量单 U 型和双 U 型埋管的 q_L 均随进口水温升高而增高，进口温度由 30℃ 升高到 35℃ 时，单 U 型埋管 q_L 增高约 20%，而双 U 型埋管 q_L 增高约一倍，显然，进口水温对双 U 型井埋管换热效果影响较单 U 型井埋管明显。然而，无论是单 U 型还是双 U 型埋地换热器，进口水温是 30℃ 还是 35℃，换热稳定性总趋势是随着运行时间的推移由不稳定到稳定，单位井深换热量 q_L 由高向低逐渐降低，最后稳定在一定值域内。

不同地区，水文地质结构和土壤热物性不同，气候条件不同，将造成地下埋地换热器的换热性能有高低之分。如图 4-11 所示：排热工况下，同为单 U 型井埋管，进口水温均为 30℃，流量相差不大时，如天津 930l/h 和沈阳 760l/h，天津地区单 U 型井埋管单位井深换热量 q_L 要比沈阳地区单 U 型井埋管高约 40% 左右。

实验结果两地区单 U 型埋管单位井深换热量有较大差别，其原因需要对两地区的地下水文地质结构进行深入研究，本文初步分析认为：天津地区的土质为粘土，含水率较高，孔隙率较低；而沈阳地区土质为砂石，孔隙率高，这样会造成天津地区土壤导热系数较沈阳地区高。另外，天津的排热实验是在冬季进行的，其土壤温度较低；而沈阳排热实验是在夏季进行的，其土壤温度较高。

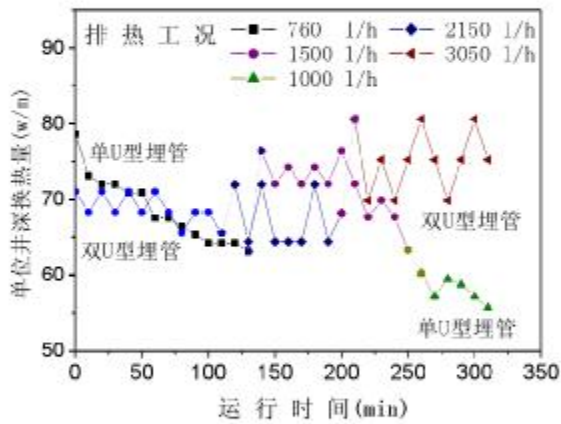


图 4-7 沈阳单 U 与双 U 型井埋管 30°C 下排热性能比较

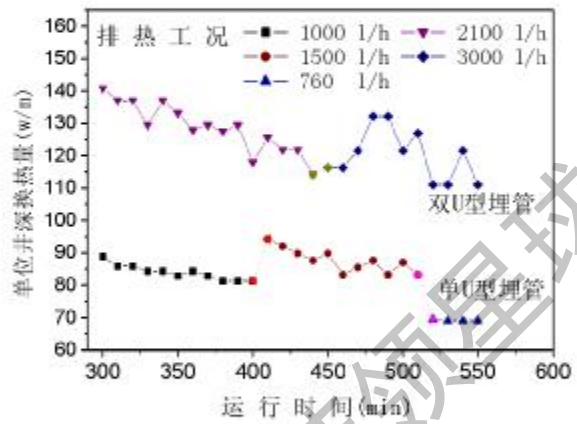


图 4-8 沈阳单 U 与双 U 型井埋管 35 °C 下排热性能比较

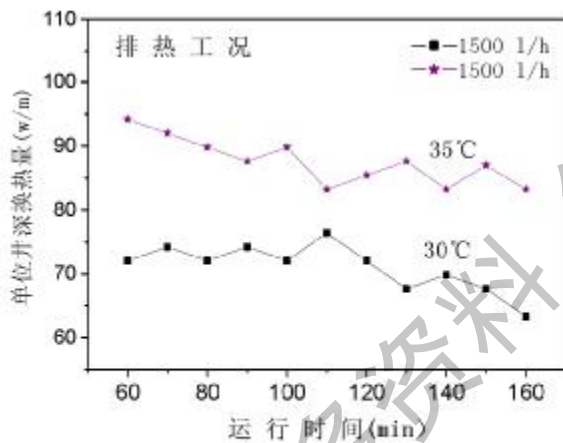


图 4-9 沈阳排热工况下单 U 型井埋管不同进口温度时换热性能比较

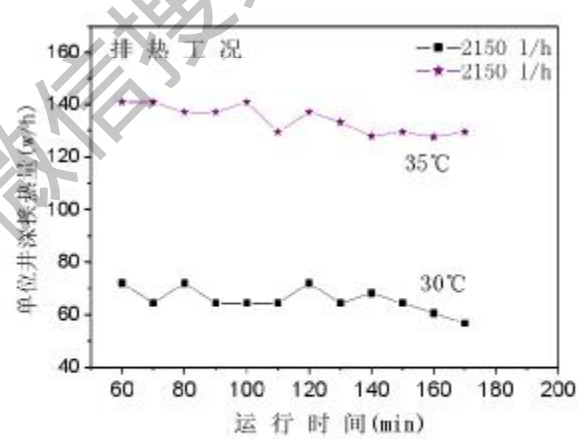


图 4-10 沈阳排热工况下双 U 型埋管不同进口温度时换热性能比较

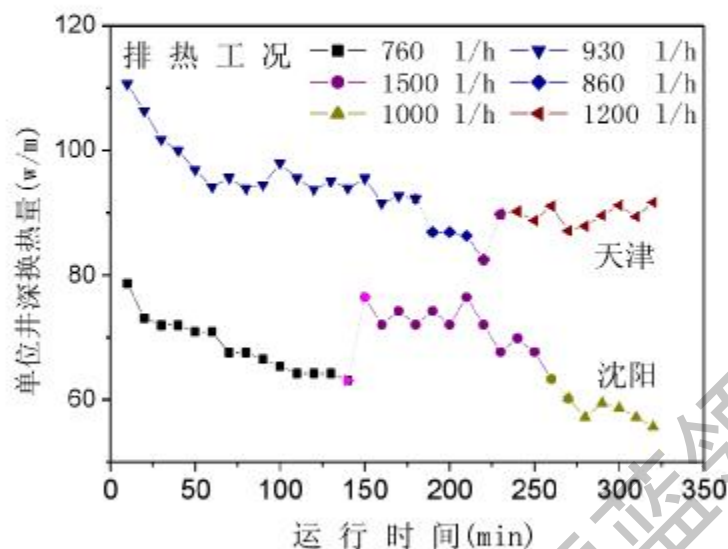


图 4-11 天津与沈阳地区单 U 型井埋管排热性能比较

4.2.2 取热实验

1、天津实验

2002 年 1 月,天津埋地换热器实验系统分别对混凝土回填的桩埋管和砂石回填井埋管进行取热实验,结果见图 4-12。两种换热器的实验条件基本相同,只是流量变化规律不一致,但流量变化趋势均较缓。连续运行 24 小时,桩埋管单位井深换热量 q_L 由最初的 70W/m 逐渐下降,基本稳定在 60W/m,下降幅度约 15%,运行过程中,流量变化幅度较小,对换热性能影响不明显。砂石回填井埋管的情况与之相似,运行 20 小时后, q_L 也基本稳定在 52W/m 左右。很明显,取热工况下,桩埋管的换热性能较砂石回填井埋管高约 16%,原因是混凝土回填材料的导热系数要明显高于砂石和原土,并且,混凝土回填更密实,使得换热系数较高。这是在冬季进行的实际取热实验,可为天津地区的实际地源

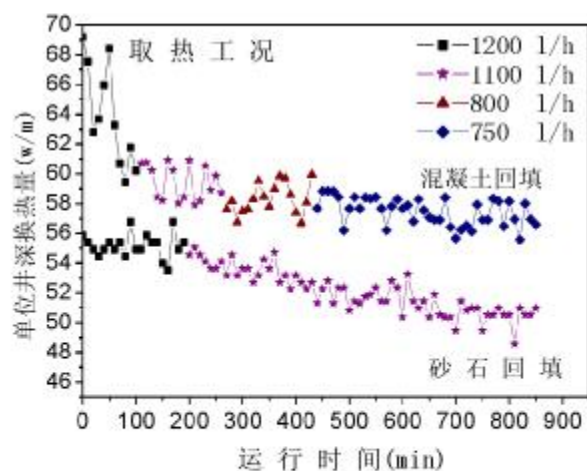


图 4-12 天津混凝土回填与砂石回填井埋管取热性能比较

热泵工程应用提供参考依据。

2003年7月,沈阳埋管实验系统,分别对单U型和双U型井埋管进行了取热实验。实验是在变流量和变进口水温条件下进行的。实验结果见图4-13所示,进口水温相同,均为3℃时,单位管长流量相差不大时,双U型埋管的单位井深换热量 q_L 较单U型高约45%。但当流量增加较明显时,不论是单U型埋管还是双U型埋管,其单位井深换热量 q_L 均会提高,约10%。由图4-14,进口水温不同时,沈阳地区,相同流量的双U型埋管单位井深换热量 q_L 随进口水温升高而降低,由3℃升高到5℃时, q_L 降低约50%。随着运行时间推移,单位井深换热量 q_L 由高向低逐渐降低,最后稳定在一定值域内。

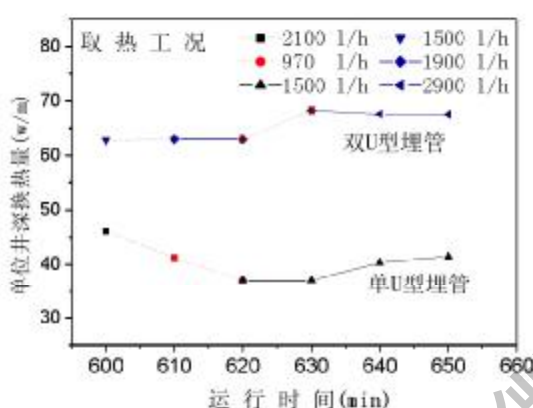


图4-13 沈阳单U与双U型井埋管3℃下取热性能比较

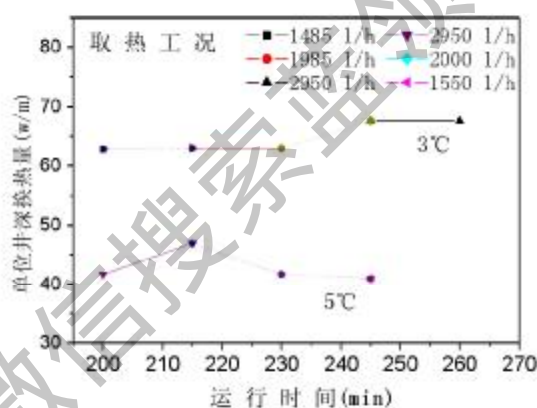


图4-14 沈阳不同进口水温双U型井埋管取热性能比较

地区差异同样影响埋地换热器取热性能。如图4-15所示:取热工况下,同为单U型井埋管,进口水温均为3℃,流量相差不大时,如天津1170l/h和沈阳1485l/h,天津地区单U型井埋管单位井深换热量 q_L 要比沈阳高约70%左右。同前面排热工况情况,因涉及到地下水文地质情况,原因有待深入研究。

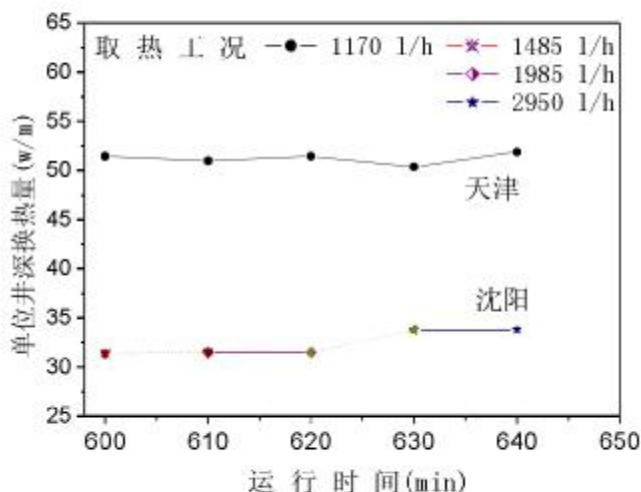


图4-15 天津和沈阳单U型井埋管取热性能比较

4.3 地源热泵实验系统

4.3.1 实验系统简介

根据单井现场实验的结果和理论研究基础上,结合当地地质条件和用户情况,于2003年3月在天津梅江小区一综合办公楼,建成了由桩埋管和井埋管组合的埋地换热器地源热泵供暖空调示范工程实验系统,系统流程见图4-16。地源热泵实验系统主要由三部分组成:地下埋地换热器系统、地上单螺杆式水源热泵机组和空调末端三部分组成。

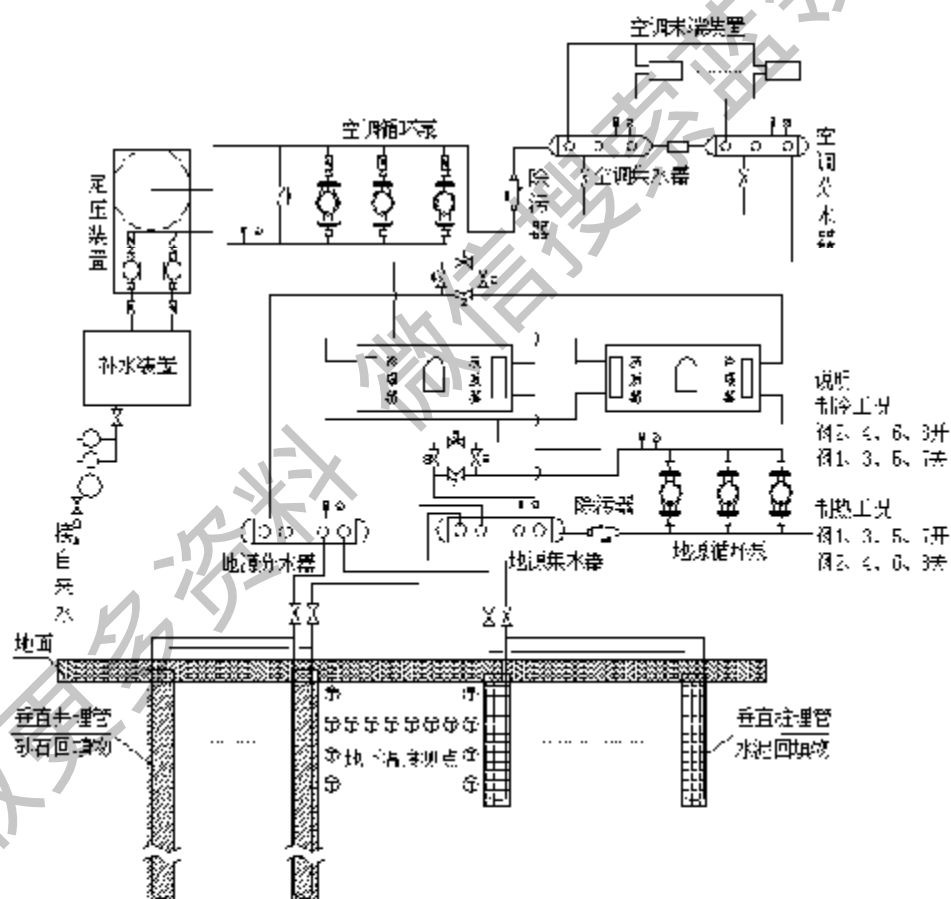


图4-16 地源热泵实验系统工艺流程

天津梅江综合办公楼总空调面积 3715m²，经设计计算，办公楼冬季设计热负荷为 147kW，夏季设计冷负荷 320kW。按此负荷情况设计建成的地源热泵系统基本情况如下：

1、地面水源热泵机组及机房系统如图 4-17 所示，采用水源热泵机组 2 台，机组由本课题组设计，由国内企业研制，考虑压缩机与两个换热器的匹配，适当增大换热器面积以减少温差，在满足供能要求的前提下达到经济的目标。单台机组铭牌制冷量为 159.3kW，电机输入功率为 35.84kW，采用 R22 作为制冷剂。机组采用单螺杆压缩机，可根据末端空调负荷进行能量自动调节，调节范围为 40%-70%-100%三级。

空调循环水泵和地源循环水泵各 3 台，分别为两用一备。

2、地下埋地换热器系统采用 U 型桩埋管和 U 型井埋管组合而成，见图 4-18 所示。桩埋管埋深 20m，共 61 口，桩埋管是在建筑物打地基桩时，将 U 型管植入部分桩柱中。U 型井埋管埋深 90m，共 21 口。管材采用直径 32mm 的高密度聚乙烯塑料管（HDPE）。

3、空调末端为风机盘管加新风系统。

4、在地源热泵系统中建设了一套计算机数据采集系统，数据采集包括：地下埋管周围和地面机房共布置 40 个温度测量点，4 个流量测量点和 4 个功率测量点，测点布置位置见图 4-1，具体测试对象如下：

- ① 沿埋管地下不同深度处土壤温度；
- ② 地下 8m 处水平面上离埋管不同距离上土壤温度；
- ③ 井埋管群进口水温，桩埋管群内进口水温；
- ④ 地下埋管群集，分水器水温；
- ⑤ 综合楼空调集，分水器水温；
- ⑥ 压缩机蒸发器、冷凝器进出口工质侧和水侧温度；
- ⑦ 井埋管群内水流量，桩埋管群内水流量；
- ⑧ 综合楼空调末端循环水流量；
- ⑨ 热泵压缩机功率，包括循环泵在内系统总功率。

所有测量信号均通过计算机监控与数据采集系统（SCADA）实时显示在现场 PC 上，SCADA 系统详见下一节 4.4 的介绍。



图 4-17 地源热泵实验系统地面机房系统

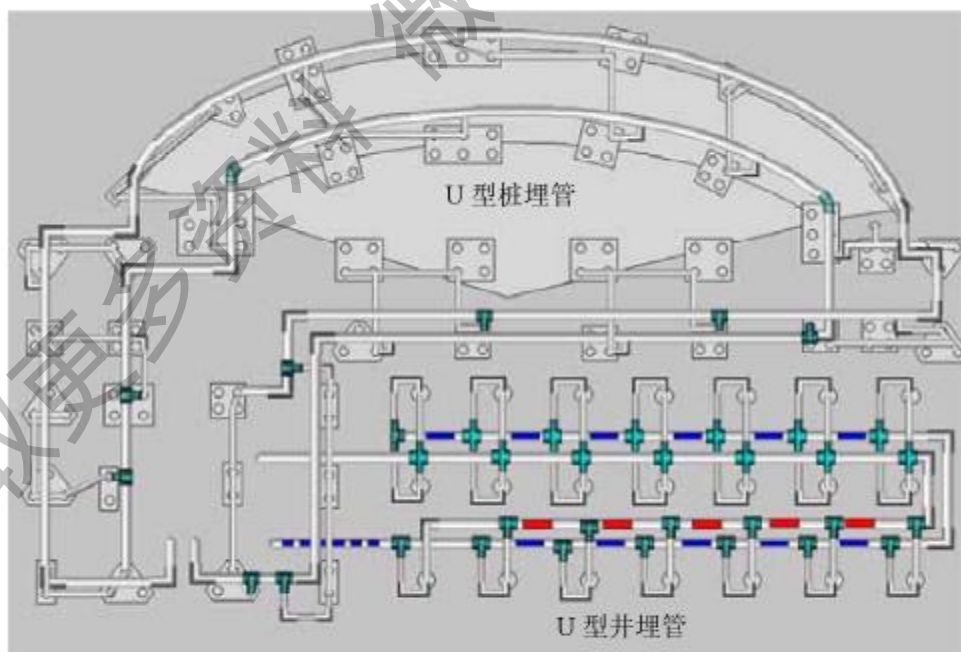


图 4-18 U型桩埋管和U型井埋管组合型地下埋地换热器系统

4.4 数据采集与监控系统 (SCADA)

针对该地源热泵实验系统, 采用集散型计算机控制技术 (DCS), 设计研制了一套三级分布式计算机数据采集和监控 (SCADA) 系统。

数据采集是 SCADA 的主要功能, 包括埋地换热器周围地下温度分布和地源水及空调水环路的进出口温度等 40 个温度测点、地下环路和空调环路等的 4 个流量测点以及机组功率 4 个测点, 如下图 4-19 为主要数据的采集显示画面。

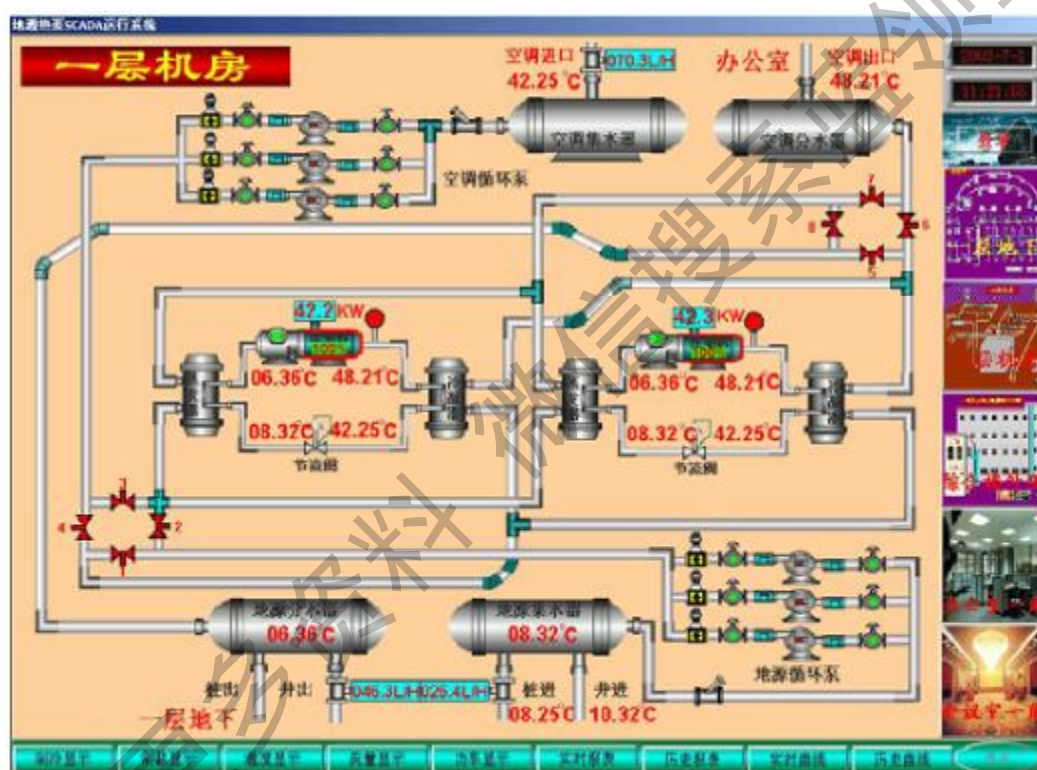


图 4-19 温度、流量、功率数据采集显示画面

4.4.1 SCADA 系统组成

SCADA 系统是由数据管理系统、监控管理系统和过程控制系统三部分分布式计算机控制系统组成, 系统结构见图 4-20 所示。上位机选用工控机; 下位机选用不同型号的可编程控制器^[129]; 网络通讯采用 RS485 远程通讯系统。

数据采集系统: 通过 XC-2000 控制器实时采集现场信号, 再由网络通讯传送到工控机进行数据分析处理。

监控管理系统：一方面网络通讯将 S7-200 控制器对机组的监控信号与 FP1 控制器对系统运行模式的监控信号送入监控管理工控机，监控系统的运行状态，另一方面监控管理工控机也可通过网络通讯，设置和修改机组或运行模式的控制参数。

过程控制系统：每个机组通过 S7-200 控制器实现对水源热泵机组的保护控制与能量调节，同时 FP1 控制器完成对系统设备运行模式的控制。

结构设计方面，采用分布式控制方式，利用计算机对系统运行过程进行集中监视、管理和分散控制的一种新型控制技术。由于机组分散控制，使得事故危险降低，确保系统可靠运行。设备选型设计方面，上位机选用可在恶劣环境下安全运行的工控机，下位机选用专为工业现场设计的可编程控制器。其特点是：①编程实现各种过程控制；②模块式结构，易于组建系统；③数据通讯，易于组成网络分布系统；④可在工业环境下连续工作几十万小时。不同点是：S7-200 指令丰富，抗扰能力强；XC-2000 采集精度较高；FP1 时钟功能丰富。总之，由于分布式网络系统和模块化结构，使系统具有通用性强，组态灵活，易于扩展的特点^[130]。

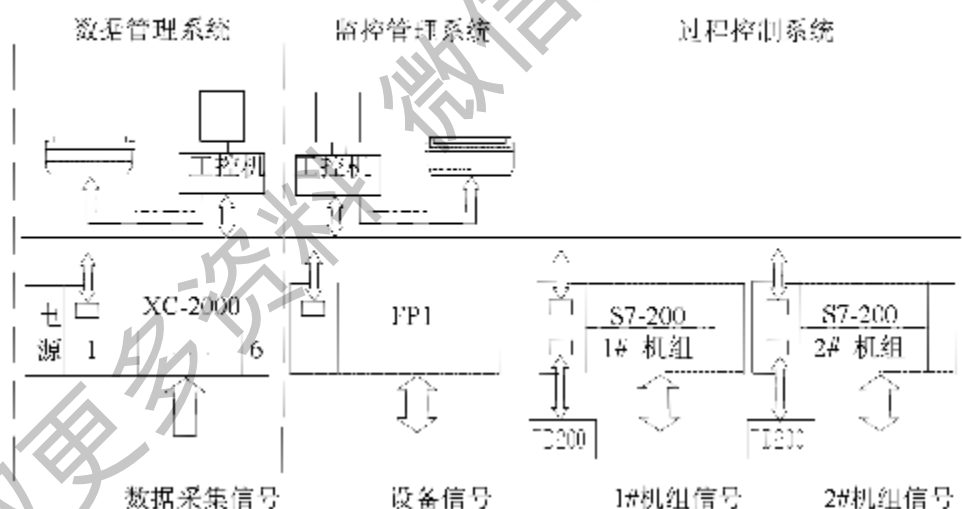


图 4-20 系统结构组成框图

1、硬件配置

图 4-21 为地源热泵数采系统的硬件组成框图，可编程控制器（PLC）对各传感器数据进行实时采集，然后将采集数据和信号送至上位机，上位机将数据存入数据库，并实现对系统的实时监控等功能。

1) 上位机与通讯接口

PC 机作为上位机，主要完成整个系统的运行监控和流程控制、数据后期处理、曲线、报表的生成和打印以及与下位机的通讯等功能。PC 机与 PLC 的通讯通过两个 232 串行口进行。

2) 传感器和数据采集

系统中 32 个温度传感器、4 个涡轮流量传感器和 4 个功率传感器通过 XC2000 实现数据采集；其余 8 个温度传感器和 22 个开关保护变量则使用 S7-200 来完成对机组的实时采集和监控。

3) PLC 系统

该系统采用了三菱 PLC XC2000 和西门子 PLC S7-200 分别实现对整个地源热泵系统的测量和两台热泵机组的监控。XC2000 主要承担系统的数据采集，S7-200 承担系统的控制任务以实现机组的保护，系统配置如表 4-1。

SCADA 系统采集箱概貌如图 4-22 所示。

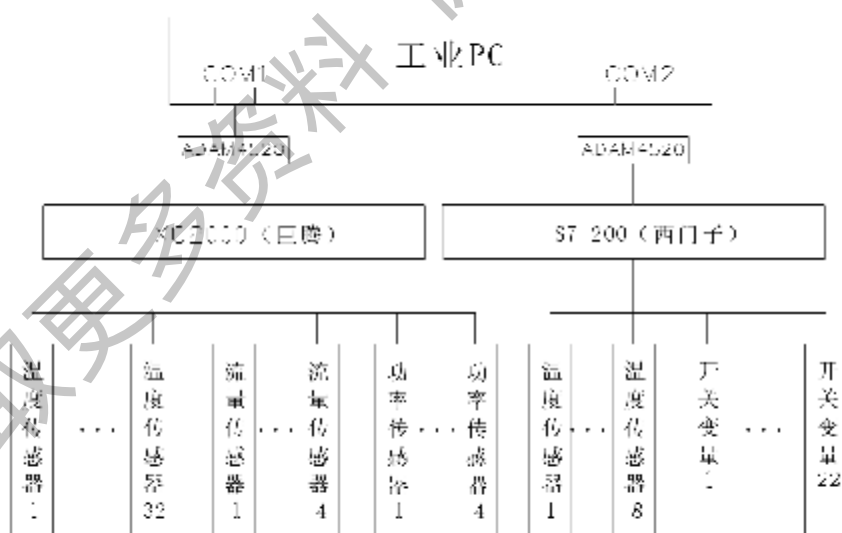


图 4-21 硬件系统原理结构框图

表 4-1 PLC 系统配置

PLC 型号	模块名称	通道数	功能
XC2000 (巨腾)	XC 2000/QS(CPU)	1 块	逻辑和数学运算
	POWER (电源)	1 块	PLC 系统工作电源
	RS232/485 (通信)	1 块	与上位机间的通信
	UAI ISO 08 (模拟输入)	32 路	温度测量
	模拟输出 (UAI)	32 路	温度测量值送入 PC 机
	AI III 8 (模拟输入)	8 路	流量、功率测量
	模拟输出 (AI)	8 路	流量、功率测量送入 PC 机
S7-200 (西门子)	CPU226	1 块	逻辑和数学运算
	POWER (电源)	1 块	PLC 系统工作电源
	RS232/485 (通信)	1 块	与上位机间的通信
	模拟输入 (VW)	8 路	温度测量
	模拟输出 (VW)	8 路	温度测量值送入工业 PC
	开关量输入 (I)	12 路	压机高、低压保护
	开关量输出 (Q)	10 路	电机相序、水流量控制保护

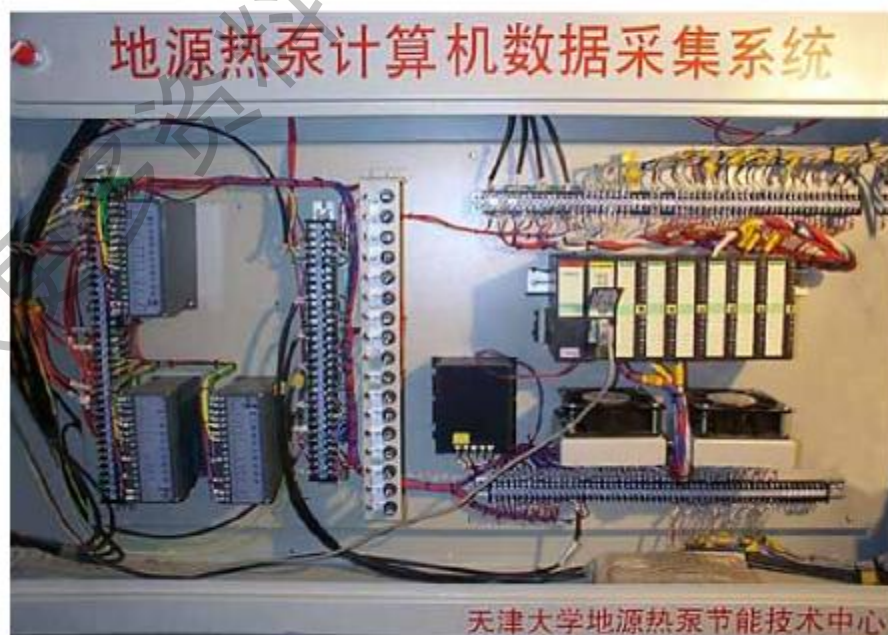


图 4-22 SCADA 系统采集箱概貌

2、系统软件及功能实现

地源热泵数据采集系统软件模块结构如图 4-23 所示,系统以“Kingview6.01”作为开发平台,在 Kingview6.01 开发系统中完成界面设计、整个系统的变量定义、动画连接定义等,动态显示各个运行工况流程,主要由以下几个模块组成:

1) 一层地下运行模块:实时显示桩埋管和井埋管的地下温度场的温度分布,并自动动态显示地下水流冬夏运行工况,如图 4-24 所示。

2) 一层机房运行模块:利用地源热泵系统实际运行模式自动调节不同的运行工况,对温度、流量、功率测量参数实时显示,并对压缩机排气温度、压机相序和断水保护等进行实时报警监控,如图 4-19 和图 4-25 所示。

3) 二层机房运行模块:实时动态显示二层机房地下水平埋管的进出口温度以及流量、空调循环水进出口温度以及流量和机组的功率。

4) 报表模块:由实时报表和历史报表组成,实时报表实现对采集数据的实时报表输出,并能联结系统检测总貌画面;历史报表实现对过去某一时间段的采集数据存储和打印,如图 4-26、4-27 所示。

5) 曲线模块:该模块有实时曲线和历史曲线组成,实现对机组的性能系数和地下温度场的曲线绘制。并实时显示地下环路和空调环路换热量值以及机组的 COP 值,如图 4-28、4-29 所示。



图 4-23 系统软件模块组成框图

4.4.2 数据测量

数据采集系统测点布置如图 4-16 和图 4-19 所示,测点包括:温度 40 路、流量 4 路、功率 4 路。为保证测量的可靠准确,温度测量选用 E 型铠装热电偶,具有复现性好、抗干扰等特点;流量测量选用涡轮流量传感器,具有结构轻巧、反应灵敏、测量精度高等特点;功率测量选用三相有功功率变送器,不受三相电压是否对称,负载是否平衡的影响,保证功率测量准确。每路传感器都经过严格的实验室系统标定,确保系统测量精度不低于传感器测量精度。

1、温度测量

地下温度测点在不同深度埋设 20 个铠装 E 型热电偶，地上温度测点 20 个，采用 4 个 WZP-201 型 PT100 热电阻传感器和 16 个铠装 T 型热电偶传感器。测点分别布置在桩和井的进出口、地源环路以及空调环路进出口、机组内部冷凝器和蒸发器水侧的进口和出口等。

温度传感器测量精度等级为 0.2，所有温度传感器在安装前均进行了标定。PLC 接受的标准信号根据转换表标定曲线将测量值变成数字量，同时将测量值由下位机 PLC 送至上位机 PC。

2、流量和电功率测量

流量测点有 4 个，分别为地下桩埋管、井埋管和水平埋管以及空调循环水系统，型号为 LWGY-40 型涡轮流量传感器，精度为 0.5。

电功率测点有 4 个：三台热泵机组压缩机各自功率，和包括循环水泵在内的系统所有功率，共用了 8 台电流互感器、三台三相有功功率变送器和一台三相四线有功功率变送器。每个功率测点用一台三相有功功率变送器或三相四线有功功率变送器和两台电流互感器组合使用产生 4-20mA·DC 的标准信号，功率测量精度为 0.2 级。同样经过标定后 PLC 接受的标准信号根据转换表标定曲线将测量值变成数字量，同时将测量值传至上位机 PC。

4.4.3 测量误差分析

1、温度测量误差分析

本实验测温元件为热电偶和热电阻，误差分析可由下列几方面组成：

1) 分度误差 Δ_1

标准化的热电阻分度表是由统计分析产生的。因此具体所采用的热电阻会因为材料制作工艺而有所不同。这就形成了热电阻的分度误差。

$$\Delta_1 = \pm(0.3 - 0.006t)$$

本实验中测量地下循环水天津年平均为 17℃，将 $t=17$ 代入公式得：

$$\Delta_1 = \pm(0.3 - 0.006 \times 17) = \pm 0.402 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2) 线路电阻变化引起的误差 Δ_2

在热电阻使用前，我们对每个有固定长导线的热电阻进行了标定，由于恒温槽温度偏差 α_1 ，人员读数偏差 α_2 ，及万用表精度误差 α_3 。

一般 α_1 、 α_2 、 α_3 分别取 0.05°C 、 0.01°C 、 0°C 。

所以 $A_2 = \sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2} = 0.051^\circ\text{C}$

3) 自然误差 A_3

由于测量过程中的电流经过热电阻时产生温升而引起的附加误差，它与电流大小和介质有关，一般规定电流不超过 6mA ，其自然误差不超过 0.1°C ，所以 $\Delta_3 = 0.1^\circ\text{C}$ 。

4) 显示仪表误差 A_4

S1760&7602 型万用表，其精度接近于零，即 $A_4 = 0$ 。

所以，整个测温系统的误差：

$A_T = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + A_3^2 + A_4^2} = 0.41^\circ\text{C}$

相对循环水水温差 5°C ，相对误差为 $\gamma = 0.41/5 = 8.2\%$

2、流量测量误差分析

实验选用涡轮流量传感器测流量，当被测液体流经传感器时，传感器内叶轮借助于液体的动能而旋转，此时叶轮叶片使传感器中的磁路磁阻发生周期性变化，形成电脉冲信号，经前置放大器放大后送至显示仪表。

在测量范围内，传感器的流量脉冲频率与体积流量成正比，这个比值即为仪表系数，用 k 表示，

$k = f/Q$ 或者 $k = N/V$

每台传感器的仪表系数由制造厂提供，并已设定在显示仪表中，便可显示出瞬时流量和体积总量。采用厂家提供的流量计的仪表常数及精度，冷却水循环流量的测量误差为：

流量计型号 LWGY-40

流量范围 $2 \sim 20\text{m}^3/\text{h}$

精度 0.5 级

因此，根据式 $\gamma_j = \delta_j / A * 100\%$ ，可得基本误差：

$\delta_j = A * \gamma_j = 20 * 0.5\% = 0.1\text{m}^3/\text{h} = 0.028 \times 10\text{m}^3/\text{s}$

如果冷却水流量 $G_{C,W} = 0.96 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ 相比，误差为 2.9%。

因此，如果冷却水流量为 0.96kg/s ，进出口温差为 5°C 时，冷凝器排热量的测量值相对误差为：

$$\frac{\Delta Q_C}{Q_C} = \frac{C_{p,w} \cdot \Delta t \cdot \Delta G_w + G_w \cdot C_{p,w} \cdot \delta(\Delta t)}{C_{p,w} \cdot G_w \cdot \Delta t} = 9.7\%$$

4.4.4 过程控制

首先是保护控制，为保证系统安全运行，机组装备有多种保护装置。保护控制就是对这些保护信号进行巡检，一旦保护装置产生动作信号，保护控制马上进行报警处理，或停止机组运行。系统的保护功能有：①压缩机高低压保护；②压缩机高低温保护；③压缩机过热保护；④压缩机单向运行保护；⑤系统过载保护；⑥系统缺水保护。

其次是能量调节，机组具有质调多级能量输出特点。根据机组出水温度、回水温度以及能级调节参考阈值，自动控制机组完成卸载调节或加载调节。正常运转后，若空调系统的负荷小于机组的产热（冷）量时，热水温度将逐渐升高（冷水温度将逐渐下降），若回水温度升（降）至能级调节值时，控制所在的能级阀工作，从而降低机组的产热（冷）量，直至机组停止运行。若空调系统的负荷大于机组的产热（冷）量时，热水温度将逐渐下降（冷水温度将逐渐上升），程序加载调节机组，直至机组满载运行。通过程序调节控制，使机组热水（冷水）出口温度保持在某一恒定值附近。

4.5 地源热泵实验结果与分析

地源热泵实验系统于2003年3月正式建成，并于2003年3月11日至3月26日进行冬季工况的试运行，文章中给出了部分实验结果；夏季工况自2003年7月10日至9月9日，由于当时办公楼正在装修，实验仍只是测试阶段，每天的运行时间从2小时至12小时不等。于2003年11月17日开始冬季工况的正式运行和实验。地源热泵运行周期是：周一至五运行，周六、日停机，运行方式为：间歇式，白天8点至17点运行，晚上停机。

4.5.1 实验数据处理方法

1. 夏季实验数据处理

$$\text{供冷量: } Q_c = G_{v,c} c_{p,c} (t_{c,i} - t_{c,e}) \quad (4-1)$$

制冷系数:

$$\text{热泵机组: } \text{COP}_c = Q_c / N_t \quad (4-2)$$

$$\text{系统: } \text{COP}_{cs} = Q_c / (N_t + W_p) \quad (4-3)$$

$$\text{埋地换热器换热量: } Q_g = G_{v,g} c_{p,g} (t_{w,e} - t_{w,i}) \quad (4-4)$$

2、冬季实验数据处理

$$\text{供热量: } Q_c = G_{w,c} c_{p,w} (t_{w,c,o} - t_{w,c,i}) \quad (4-5)$$

制热参数:

$$\text{热泵机组: } \text{COPh} = Q_c / N_t \quad (4-6)$$

$$\text{系统: } \text{COPhs} = Q_c / (N_t + W_p) \quad (4-7)$$

$$\text{埋地换热器换热量: } Q_e = G_{w,e} c_{p,w} (t_{w,e,i} - t_{w,e,o}) \quad (4-8)$$

4.5.2 夏季实验结果与分析

夏季实验自2003年7月10日至9月9日,共61天。本文主要分析地下埋地换热器进出口温度、空调供回水温度;空调供冷量、埋地换热器排热量、耗电和制冷系数;及地下土壤温度变化,见图4-31至图4-33。由于整个夏季实验数据太多,图中曲线太密,见图4-31a至图4-33a,将其中某几天的数据列于图4-31b至图4-33b,以便能清楚看出曲线的趋势。夏季地源热泵运行空调系统循环水流量为85t/h, U型井埋管和桩埋管流量分别为42t/h、23t/h。

1、夏季室内外温度、地下埋地换热器进出口温度和空调供回水温度

夏季地源热泵空调运行期间室内、外温度曲线见图4-30,室外温度变化范围较大,为27.7℃~41.5℃,而室内温度控制在23℃~26.2℃内,说明地源热泵空调工况满足空调负荷的要求。

夏季空调地下埋地换热器进、出口温度和空调供、回水温度见图4-31a和图4-31b。由实验数据,埋地换热器出口温度范围为23.04~35.17℃,平均值29.7℃,进口温度为24.58~38.65℃,平均值32.5℃。说明夏季埋地换热器的冷却水温度低于风冷空调和冷却塔空调的冷却水温度,表明了地源热泵的优势和特点。空调供水温度6.19~11.58℃,平均值8.0℃,回水温度7.19~13.77℃,平均值为9.3℃,符合空调冷冻水规范值。

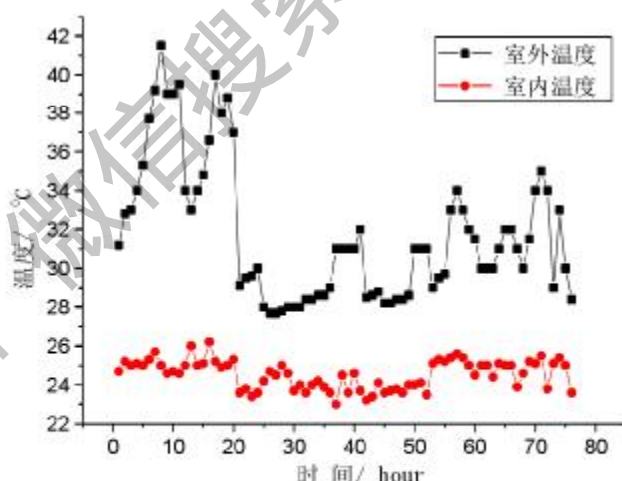


图4-30 夏季室内、外温度

2、夏季空调制冷量、埋地换热器排热量、耗电和制冷系数

图 4-32a、图 4-32b、图 4-33a、图 4-33b，分别为地源热泵空调期间，空调供冷量、埋地换热器排热量、耗电和制冷系数。

经计算得到：空调制冷量最高达 282kW，平均值 130kW；地下排热量最高达 403kW，平均值 209kW；机组空调制冷系数 COP 范围为 1.8~4.6，平均值 2.7，系统制冷系数 COP 为 0.8~2.7，平均值 1.6。实验时由于办公楼处于装修期间，每天负荷变化不一样，也没达到最大的设计负荷值，测试数据不理想，有待办公楼正常使用后夏季工况的继续实验和总结。

3、夏季土壤温度变化

实验期间，地下 8m 处沿桩埋换热器径向方向上的土壤温度变化情况见图 4-34，温度测点布置详见图 4-4，其中测点 5 为距离桩埋管 0.5m，测点 10 为距离井埋管 0.5m。对实验数据分析：

1) 井埋管附近测点 10 的温度高于桩埋管附近的测点 5，高出范围为 4.5~20.9℃，平均值 6.4℃，说明桩埋管附近土壤温度低于井埋管附近土壤温度。

2) 测点 5 至测点 8 之间的温度呈均匀一致上升趋势，测点 8 距桩埋管 2m，说明桩埋管的热影响传递到距其中心为 2.0m 的地方，即桩埋管的热影响半径为 2m。测点 8 处土壤温度由实验初的 14.5℃上升到实验结束时的 16.5℃，实验前后该处土壤温度上升了 2℃。

3) 测点 10 的温度最高，反映出井埋管的热作用已影响到 0.5m 处，对测点 9 也有一定影响，但不明显，而测点 8，1.5m 处，几乎没有影响，由此可推论井埋管的热影响半径为 1m 左右。

分析原因：桩埋管的回填材料为混凝土，其导热系数大于井埋管的回填材料砂石，导致桩埋管的换热能力优于井埋管，说明回填材料导热性能对 U 型埋地换热器换热效果的影响，这一点与第三章中的理论分析结论相符。

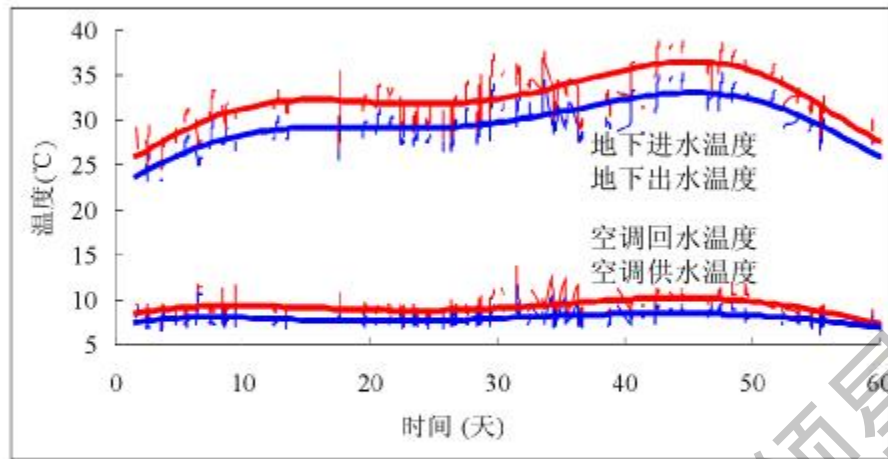


图 4-31a 地下换热器与空调供回水温度/自 2003 年 7 月 10

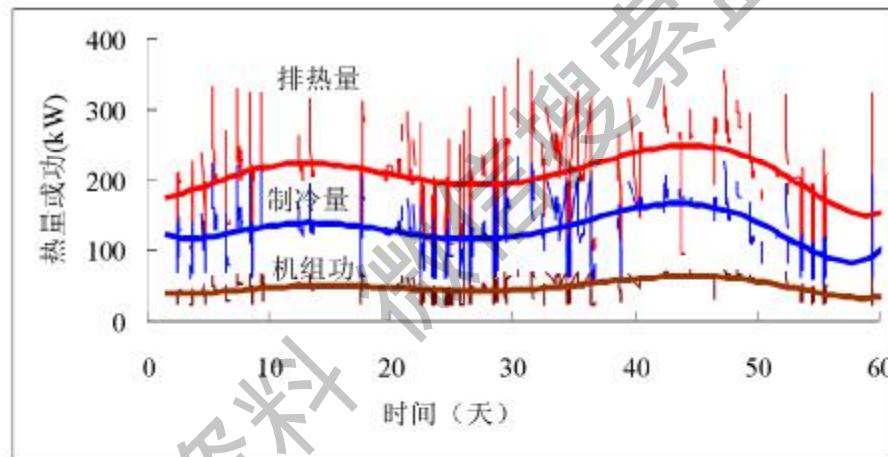


图 4-32a 地下排热量、空调整冷量、机组、系统耗功

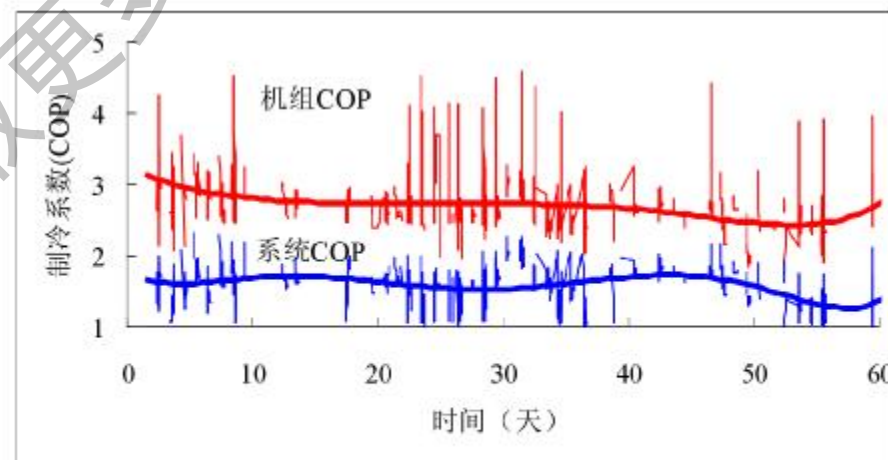


图 4-33a 热泵机组、系统制冷系数

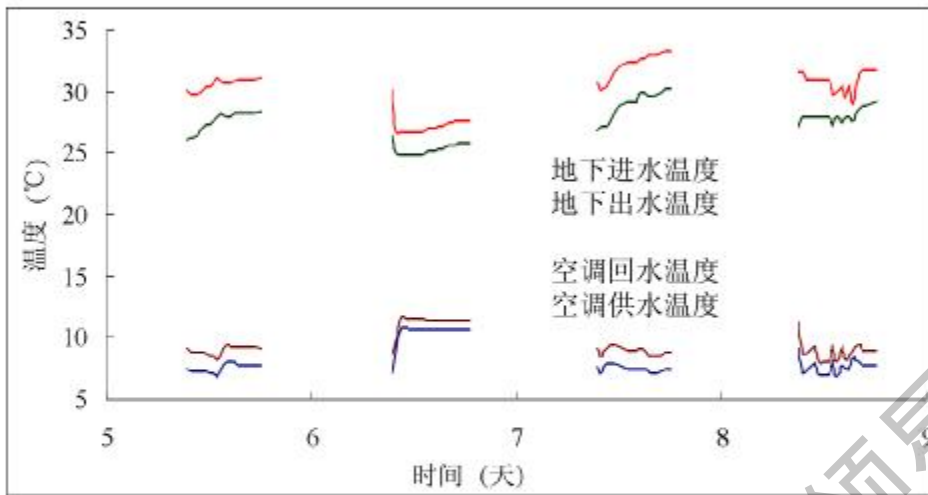


图 4-31b 地下换热器与空调供回水温度/自 2003 年 7 月 10 日

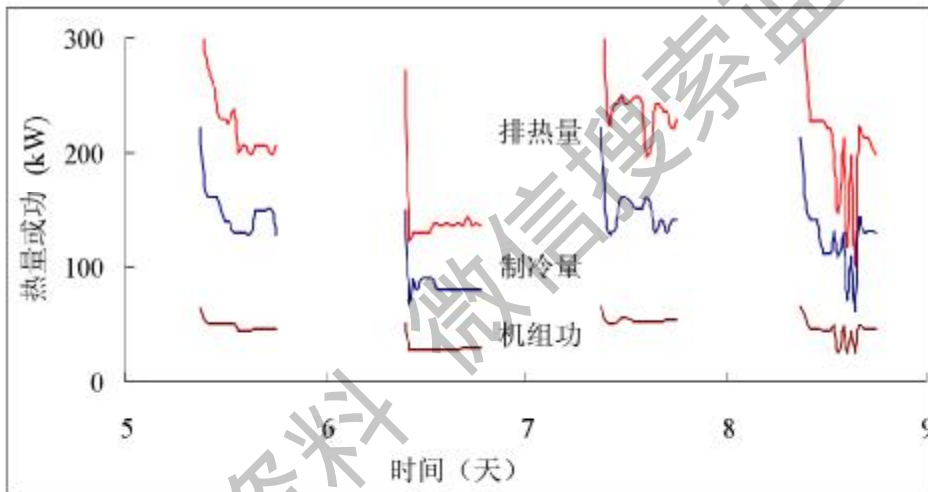


图 4-32b 地下排热量、空调制冷量、机组、系统耗功

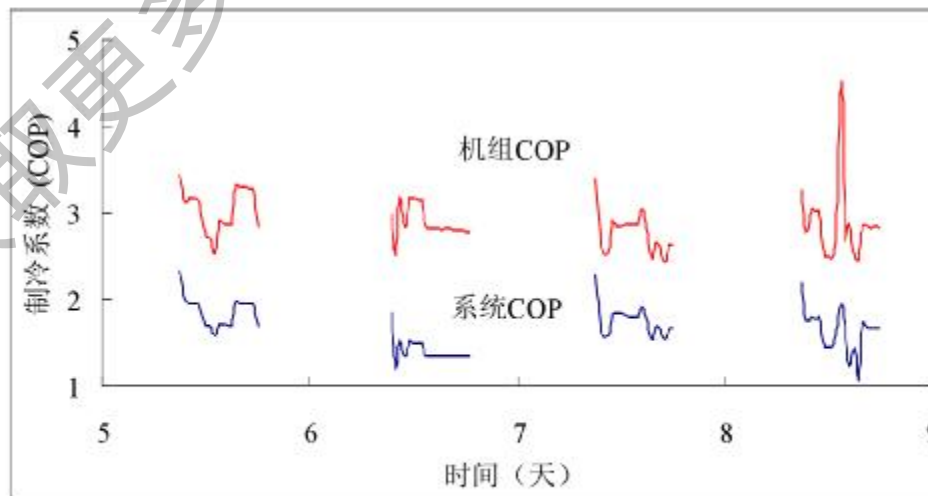


图 4-33b 热泵机组、系统制冷系数

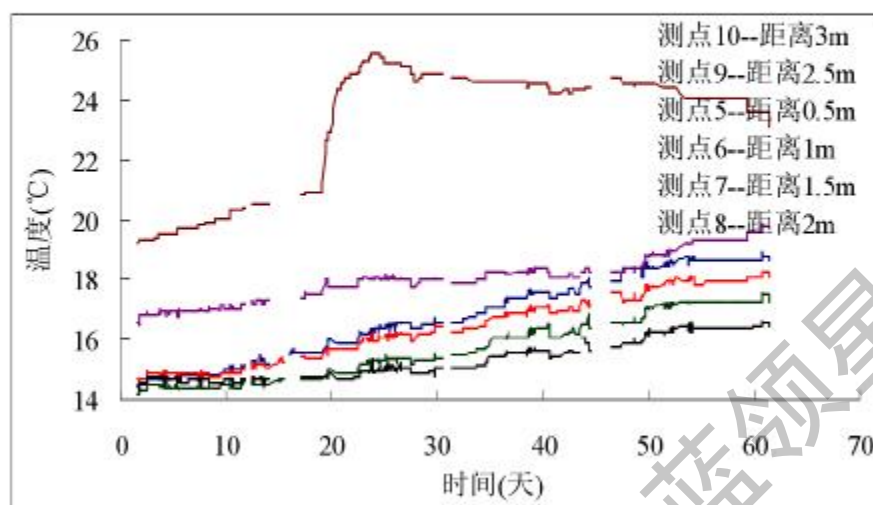


图 4-34 桩埋换热器径向土壤温度/自 2003 年 7 月 10 日

4.5.3 冬季实验结果与分析

冬季实验有两部分，2003 年 3 月 11 日至 3 月 26 日，共 16 天，地源热泵建成初期试运行，部分测量数据，2003 年 11 月 17 日至 2004 年 3 月 15 日，共 119 天，为正式运行测量数据。本文主要对 2003 年 11 月冬季的供暖数据进行分析。

同理主要分析地下埋地换热器进出口温度、热泵供回水温度；热泵制热量、埋地换热器吸热量、耗电和制热系数；以及地下土壤温度变化，见图 4-35 至图 4-37。由于整个冬季实验数据太多，图中曲线太密，见图 4-35a 至图 4-37a，将某几天的数据列于图 4-35b 至图 4-37b，以便清楚看出曲线的趋势。冬季地源热泵运行的系统循环水流量为 72t/h，U 型井埋管和桩埋管流量分别为 42t/h、23t/h。

1、冬季热泵供、回水温度和埋地换热器进、出水温度

图 4-35a、图 4-35b 为热泵供、回水温度和埋地换热器进、出水温度。热泵供水温度最高可达 52.3℃，平均值 46℃，出水温度最高可达 51℃，平均值 44℃。埋地换热器进水温度为 10.5~15.5℃，平均值 12.1℃，出水温度为 11.7~16.4℃，平均值 13.1℃。埋地换热器在冬季的热源水温明显高于空气源热泵，说明地源热泵相比空气源热泵具有更高的制热系数和节能效果。

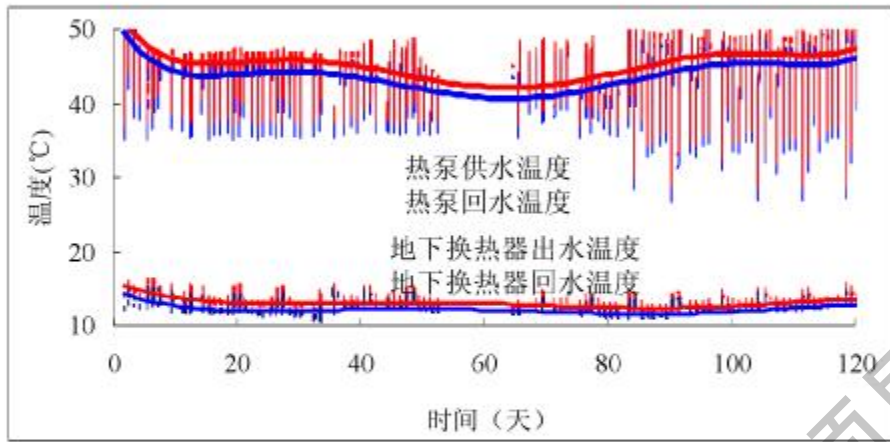


图 4-35a 埋地换热器和热泵供、回水温度/自 2003 年 11 月 17 日

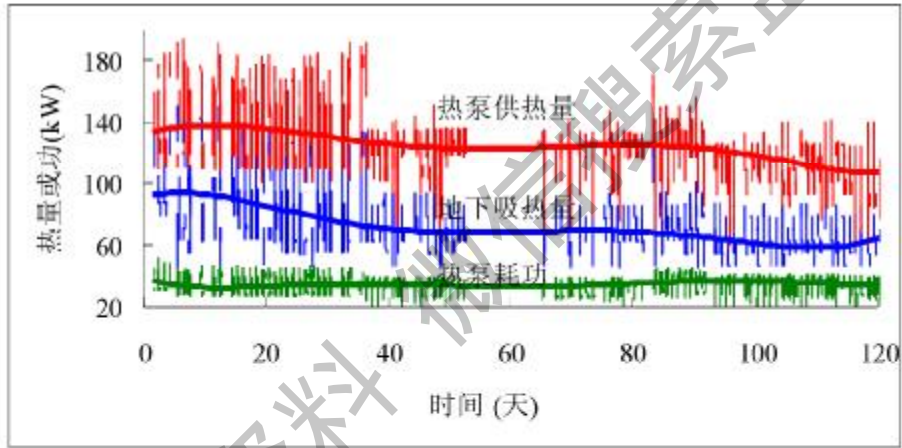


图 4-36a 热泵供热量、地下吸热量、耗功

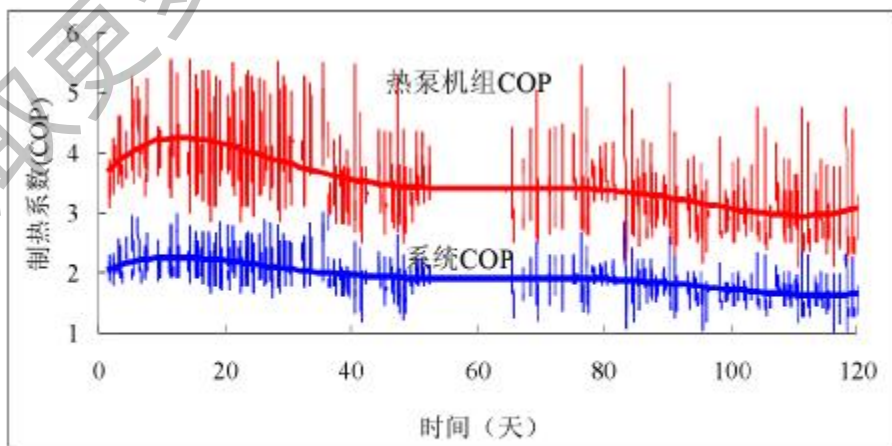


图 4-37a 热泵机组、系统制热系数

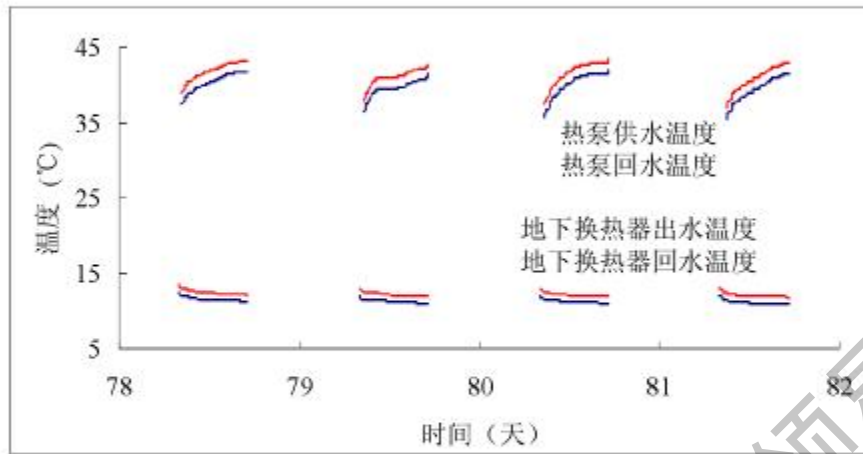


图 4-35b 埋地换热器和热泵供、回水温度/自 2003 年 11 月 17 日

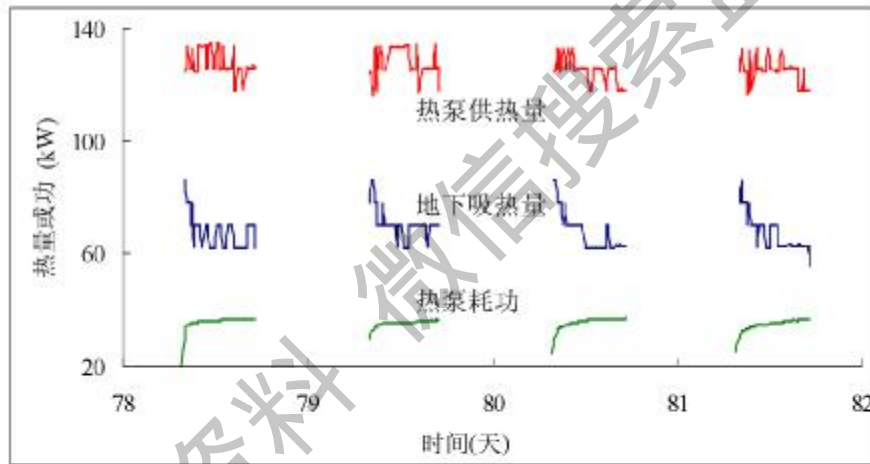


图 4-36b 热泵供热量、地下吸热量、耗功

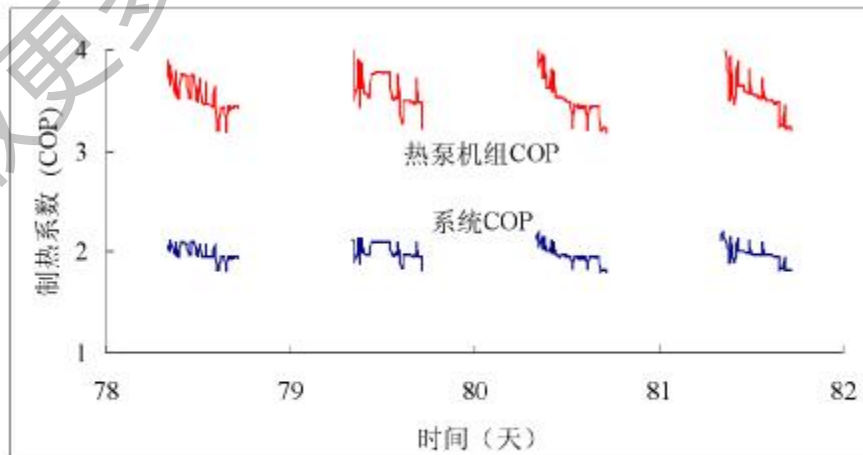


图 4-37b 热泵机组、系统制热系数

2、冬季热泵供热量、地下埋地换热器吸热量、耗功和制热系数

图 4-36a、图 4-36b、图 4-37a、图 4-37b，分别为热泵供热量、地下埋地换热器吸热量、耗功和制热系数。经计算得到：热泵供热量最高达 194kW，平均值 126kW；地下吸热量最高达 152kW，平均值 72kW；热泵机组制热系数为 2.1-5.6，平均值 3.5，系统制热系数为 1.0-3.0，平均值 1.9。

从冬、夏两季实验数据看，热泵系统的循环性能要比热泵机组的循环性能系数低约 1/3 左右，原因是系统中的循环泵等在总能耗中占有相当大的比重，因此，要充分发挥地源热泵系统的节能潜力，应对整个流体输配系统进行合理设计和选择，减少循环水泵等的能耗和末端浪费。

3、冬季土壤温度变化

图 4-38 为自 2003 年 11 月 17 日开始冬季供暖实验后，地下 8m 处沿桩埋管径向方向上的土壤温度变化情况，温度测点布置详见图 4-4，其中测点 5 为距离桩埋管 0.5m，测点 10 为距离井埋管 0.5m。类似于夏季情况的分析：

1) 井埋管附近测点 10 的温度高于桩埋管附近的测点 5，高出范围为 1.82-3.64℃，平均值 2.6℃，说明桩埋管附近土壤温度低于井埋管附近土壤温度。

2) 测点 5 至测点 8 之间的温度呈均匀一致下降趋势，测点 8 距桩埋管 2m，推论桩埋管的热影响传递到距其中心为 2.0m 的地方，即桩埋管的热影响半径为 2m。测点 8 处土壤温度由实验初的 17.26℃下降到实验结束时的 15.26℃，实验前后该处土壤温度下降了 2℃。

3) 测点 10 的温度最高，反映井埋管的热作用已影响到 0.5m 处，对测点 9 的也有一定影响，但不明显，对测点 8，1.5m 处，几乎没有影响，由此可推论井埋管的热影响半径为 1m 左右。

分析原因，与前而夏季类似，桩埋管采用混凝土为回填材料，导热系数大于井埋管的回填材料砂石，导致桩埋管的换热能力优于井埋管，说明回填材料导热性能对 U 型埋地换热器换热效果的影响。这也验证了第三章中的理论分析结论。

4.5.4 全年地下土壤温度变化与冷热量平衡分析

自 2003 年 3 月 11 日至 2004 年 3 月 15 日，地源热泵经历了一年中的冬季供暖和夏季空调运行，通过上面的分析，对冬、夏两季地源热泵的运行性能和地下土壤温度的变化有了较全面的了解；同时发现经历冬、夏季吸、排热后，地

下土壤温度已不是原来的土壤原始温度状态，土壤热储状况也发生了变化。

1、全年地下土壤温度变化

分别将 2003 年 3 月 11 日至 3 月 26 日和 2003 年 11 月 17 日至 2004 年 3 月 15 日实验测得的地下温度绘制图，见下图 4-38 和图 4-39，看得出第 2 个冬季的地下温度比第 1 个冬季的地下温度升高了，不同测点升高幅度不一样，平均看，总体升高了 2.0~4.0℃。

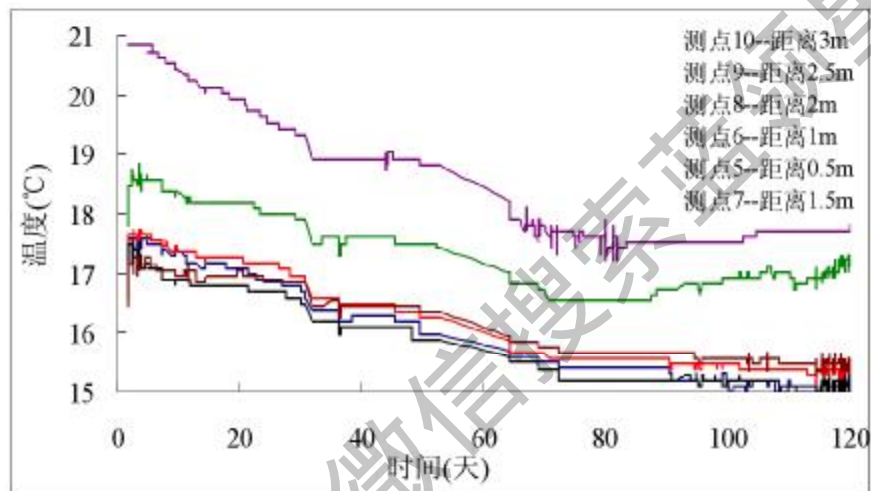


图 4-38 桩埋换热器径向土壤温度/自 2003 年 11 月 17 日

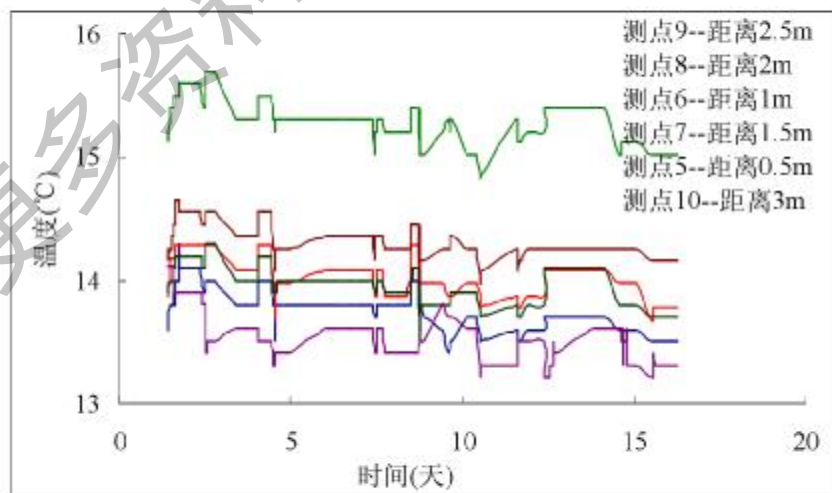


图 4-39 桩埋换热器径向土壤温度/自 2003 年 3 月 11 日

2、埋地换热器进、出水温度变化

分别将 2003 年 3 月 11 日至 3 月 26 日和 2003 年 11 月 17 日至 2004 年 3 月 15 日实验测得的埋地换热器进、出水温度总结于下表 4-2。

看得出第 2 个冬季的埋地换热器进、出水温度比第 1 个冬季升高了，埋地换热器进水温度平均升高了 4.5℃，出水温度平均升高了 4.7℃。

说明地下温度高，埋地换热器进、出水温度也将升高。同一地方，前后 2 个冬季地下温度，埋地换热器的温度发生变化，其原因是由于中间夏季地源热泵向地下排热，致使地下土壤热量增多，温度升高，见下面第 3 点的分析。

表 4-2 埋地换热器进、出水温度

	进水温度		出水温度	
	范围 (℃)	平均值 (℃)	范围 (℃)	平均值 (℃)
2003 年 3 月 11 日至 3 月 26 日	4.1~11.3	7.6	6.0~12.4	8.4
2003 年 11 月 17 日至 2004 年 3 月 15 日	11.5~15.5	12.1	11.7~16.4	13.1
温度平均升高		4.5		4.7

3、土壤热储与冷热量平衡分析

地源热泵冬季供暖要向土壤吸热，夏季空调要向土壤排热，天津地区冬、夏季建筑物热、冷负荷是不一样的，一般夏季冷负荷约是冬季热负荷的 2 倍左右。针对本实验系统，天津梅江综合办公楼总空调面积 3715m²，办公楼冬季设计热负荷 147kW，夏季设计冷负荷 320kW，因此夏季冷负荷是冬季热负荷的 2.18 倍。这是建筑物的冷、热负荷，而夏季空调的排热负荷约为 384kW，冬季热泵供暖的吸热负荷约 107kW，夏季排热负荷约是冬季吸热负荷的 3.59 倍，因此将造成向地下土壤的吸、排热量有很大差别。下面分别计算出冬夏季向地下土壤的吸、排热量的累计值，其中：

夏季累计排热量：

夏季供冷期为 100 天（6 月 5 日至 9 月 15 日）；不同时间有不同的负荷使用系数：6.5 日至 6.20 日和 8.21 日至 9.15 日共 40 天，负荷使用系数为 50% 以下（暂按 40% 计算）；6.21 日至 8.20 日，共 60 天，其中 45 天满负荷，15 天负荷使用系数为 75%。办公楼每天空调时间为 10 小时；则每年夏季空调运行小时数：

$$(40 \times 0.4 + 15 \times 0.75 + 45) \times 10 = 722.5 \text{ (h/yr)}$$

则累计排热量为： $384*722.5*3600 - 9.99*10^8$ (kJ)

冬季累计吸热量：

冬季供暖期为 120 天（11 月 15 日至第二年的 3 月 15 日）；不同时间有不同的负荷使用系数：11.15 日至 12.15 日和 2.15 日至 3.15 日共 60 天，负荷使用系数为 50% 以下（暂按 40% 计算）；12.16 日至 2.15 日，共 60 天，其中 45 天满负荷，15 天复负荷使用系数为 75%。办公楼每天采暖时间为 12 小时；则每年冬季热泵供暖运行小时数：

$$(60*0.4+15*0.75+45)*12 = 963 \text{ (h/yr)}$$

则累计吸热量为： $107*963*3600 - 3.71*10^8$ (kJ)

按实验结果分析：

按前面实验结果，针对夏季，如取地下排热量平均值 209kW，2003 年夏季实验 61 天中减去每周末六、日停机天数，17 天，实际运行天数为 44 天，每天平均运行 9hr，可计算出整个夏季向地下的累计排热量为 $44*9*3600*209 - 2.98*10^8$ (kJ)。

对冬季，如取地下吸热量平均值 72kW，2003 年冬季实验 119 天中减去每周末六、日停机天数，32 天，实际运行天数为 87 天，每天平均运行 9hr，可计算出整个冬季从地下的累计吸热量为 $87*9*3600*72 - 2.03*10^8$ (kJ)。

将有关数据汇总于下表 4-3 中，由实验结果，夏季排热负荷约是冬季吸热负荷的 2.90 倍，累计排热量是累计吸热量的 1.47。但如果设计值计算，夏季排热量将大大超过目前的实验值，如表中的设计值计算，夏季排热负荷是冬季吸热负荷的 2.69 倍。

表 4-3 冬、夏季地源热泵供暖空调负荷计算

	夏季空调				冬季供暖			
	冷负荷 (kW)	排热负荷 (kW)	运行天数 (天)	累计排热量 (*10 ⁸ kJ)	热负荷 (kW)	吸热负荷 (kW)	运行天数 (天)	累计吸热量 (*10 ⁸ kJ)
设计值	320	391	100	9.99	147	110	120	3.71
实验平均值	128	209	44	2.98	126	72	87	2.03

结果表明，由于夏、冬季冷热负荷的差别比较大，地源热泵经过一年冬、夏季供暖空调运行，将给地下造成很大的冷热量不平衡，使得地下积聚的热量越来越多，造成地下土壤温度的升高，这正是上面“全年地下土壤温度变化”

分析中的原因，当然这有利于冬季热泵的吸热运行，但不利于夏季空调的排热运行，甚至运行一定年数后将无法向地下排热。此处的分析完全与第三章理论分析的结果相一致，说明应采取“混合式系统”的方案，如“地下埋管+冷却塔”，或“地下埋管+辅助热源”方式，详见第三章中的分析。

4.6 本章小结

1、建立了不同埋管方式的埋地换热器单井实验系统；建立了桩埋管和井埋管组合型的地源热泵示范工程实验系统。进行多种实验，获得了埋地换热器换热性能，和示范工程全年运行的系统性能数据与地下温度大量数据。

2、埋地换热器单井实验：

① 混凝土回填井埋管的单位井深换热量 (q_L) 排热工况下要比砂石回填井埋管高约 50%，取热工况下高约 16%。双 U 型井埋管 q_L 排热工况下比单 U 型高约 50%左右，取热工况下高约 45%。

② 增大进口水温会增强埋地换热器排热性能而减弱取热性能。排热二况下，进口水温由 30℃ 升到 35℃，单 U 型埋管 q_L 增加 20%，双 U 型埋管增加近一倍；取热工况下，进口水温由 3℃ 升到 5℃ 时，双 U 型的 q_L 降低约 50%。

③ 流量增大 2 倍左右时，无论排热、取热工况，埋地换热器的 q_L 均增加，约 10%左右。

3、地源热泵示范工程实验：

① 地源热泵夏季空调机组制冷系数平均值约 2.7，系统制冷系数平均值约 1.6。冬季供暖热泵制热系数平均值约 3.5，系统制热系数平均值为 1.9。

② 夏季排热负荷约是冬季吸热负荷的 2.90 倍，累计排热量是累计吸热量的 1.47，使得地下土壤的冷热量不平衡，造成地下土壤温度的升高，经过一年冬、夏季供暖空调运行，地下土壤温度平均升高了 2.0~4.0℃。这有利于冬季热泵吸热运行，但不利于夏季空调的排热运行，甚至数年后将无法向地下排热。建议应采用“混合式系统”，如“地下埋管+冷却塔”，来平衡地下热量，这与前面第三章中的理论分析是相吻合的。

4、设计和开发了计算机数据采集和监控系统，该系统含盖了数据采集、运行监控、PLC 过程控制、网络通信等诸多方面的内容，涉及温度、流量和功率信号 48 个。该系统的建立为地源热泵实现全面测量、监控和稳定运行提供了保证，该系统的成功研制具有较高的推广和实际应用价值。

第五章 地源热泵智能控制动态仿真

地源热泵系统由地下埋管换热器、地上单螺杆水源热泵机组和空调末端三部分組成。地上单螺杆水源热泵机组由单螺杆压缩机、冷凝器、蒸发器、膨胀阀四大部件組成；地下埋管换热器部分由地下桩埋管和 U 型井埋管换热器組成；空调末端部分主要是风机盘管。系统结构简图如图 5-1 所示。

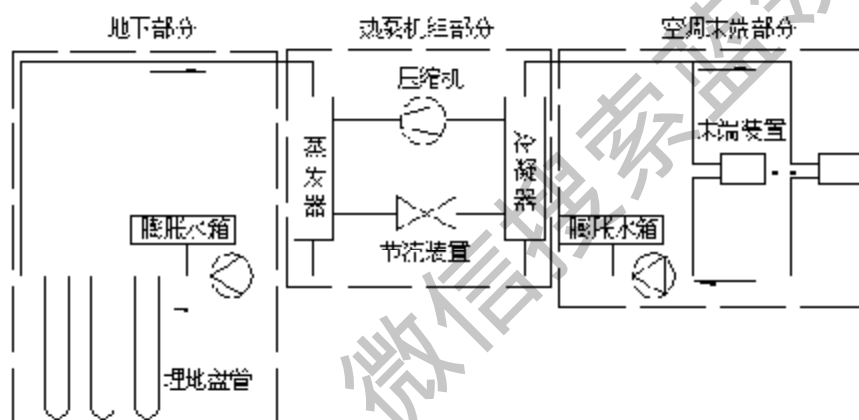


图 5-1 地源热泵系统供热运行结构示意图

以所建立的地源热泵示范工程实验系统为背景，本文利用机理建模方法对地源热泵系统建立准稳态的物理数学模型，并引入模糊（FUZZY）控制方法，采用 Matlab/Simulink 建立系统模型，开展地源热泵智能控制的动态仿真研究。通过仿真研究，在室外温度变化扰动条件下，地源热泵系统启动及连续运行动态运行特性；并以实测某一天的室外温度作为输入进行系统仿真，并与实验结果作对比分析。

5.1 地源热泵物理模型

有关热泵系统中对热泵机组的数学模型研究，国内外发表的文献不少^[70-112]，对热泵机组及各部件建模、系统参数的耦合、结构优化与具体定量计算等等，提出了一系列方法。这些模型和算法都有一定的准确性，但模型相当复杂，比

较适合于研究机组各部件之间的最佳匹配，制冷剂储存量的分配，以及各部件内部结构优化等内容，计算工作量较大。对热泵机组，研究目的主要是预测某特定结构热泵机组在具体运行工况下的动态工作性能，包括蒸发器进出水温度、冷凝器进出水温度、耗电量以及制冷量等运行参数的变化特性。

以上操作冷热源的地源热泵系统来说，不仅仅是热泵机组内部参数之间具有耦合性，空调末端房间空调参数与热泵机组之间以及地下循环水参数与热泵机组之间也存在着的耦合关系。因此，针对工程应用特点，本文采用机理建模方法，以冬季热泵供暖为例，通过分析地源热泵系统各部分以及热泵机组各部件的内在关系，根据质量守恒、能量守恒原理，建立系统准稳态数学模型。

地源热泵系统各部分的运行参数与其它部分的运行参数都是相互影响、相互关联的。因此，整个热泵系统的数学模型，必然要由各部分的数学模型所构成，并且要能反映出运行参数间的相互耦合关系。图 5-2 表示了地源热泵系统冬季运行各部分参数耦合关系和控制容积结构示意图，把整个地源热泵系统分成 8 个控制体。

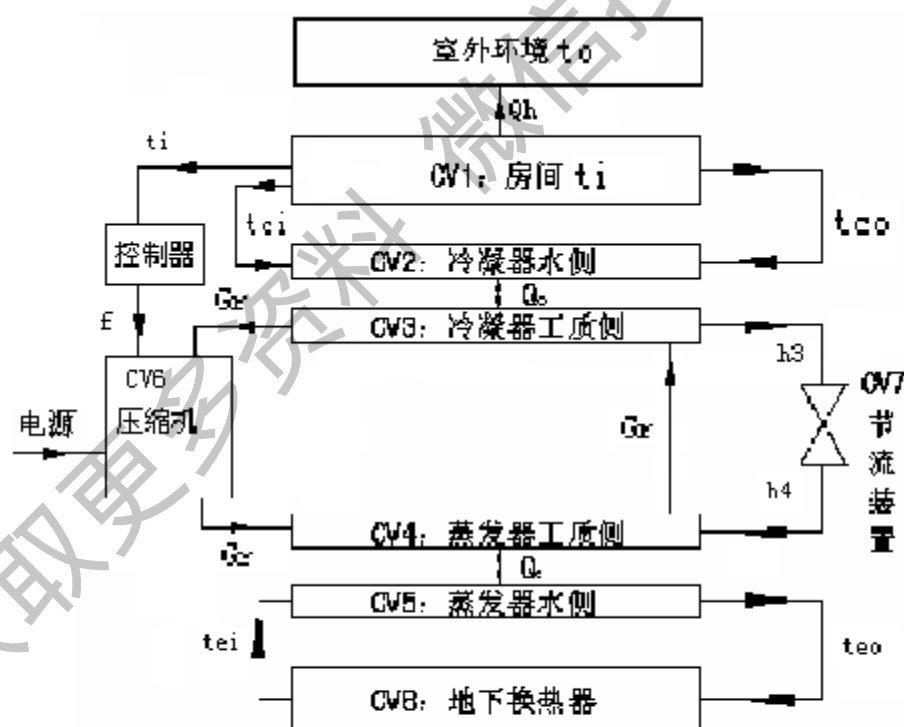


图 5-2 地源热泵系统冬季运行耦合关系和控制容积图

CV1: 空调房间;

CV2: 冷凝器冷却水侧;

CV3: 冷凝器制冷剂侧;

控制体 CV1 与控制体 CV2 之间通过空调循环水温度、流量来实现能量的交换。当控制体 CV1 未达到设定要求时, 压缩机频率控制器开始动作, 调整压缩机频率, 以调节控制体 CV2 所提供的房间供水温度, 使控制体 CV1 尽快达到设定要求; 控制体 CV2 与控制体 CV3 之间则是通过冷却水温度与冷凝温度之差来实现能量之间的交换。

CV4: 蒸发器制冷剂侧;

CV5: 蒸发器冷冻水侧;

CV8: 地下换热器。

控制体 CV4 与控制体 CV5 之间通过蒸发温度与蒸发器内水流温度之差来实现能量之间的交换; 控制体 CV5 与控制体 CV8 之间则是通过地下循环水温度和流量来实现地源循环水与土壤之间的热质交换。

CV3: 冷凝器制冷剂侧;

CV4: 蒸发器制冷剂侧;

CV6: 压缩机;

CV7: 膨胀阀;

整个热泵机组内部制冷剂循环中, 各个控制体之间通过制冷剂进出口焓值、质量流量及温度来实现能量和质量的交换。

5.2 地源热泵数学模型

根据热力学第一定律及质量守恒定律来建立各个控制体的数学模型。并按准稳态模型方式来建立各个控制体的数学方程。

CV1 房间与室外之间的换热

假设房间温度是均匀的, 并且假设房间与室外的传热是准稳态的, 即房间温度变化引起的对室外的传热在瞬间达到稳定状态。此外, 忽略管路的沿程损失。根据传热原理有:

$$G_c c_p (t_w - t_o) = K_s A_s (t_i - t_o) \quad (5-1)$$

其中: G_c —冷凝器水侧循环水流量;

c_p —水的比热;

t_{co} —冷凝器出口循环水温度，即房间供暖循环水进口温度；

t_{ci} —冷凝器进口循环水温度，即房间供暖循环水出口温度；

t_i —房间温度；

t_o —室外温度。

CV1 房间与空调末端（风机盘管）之间的换热

房间与风机盘管换热时，盘管中的循环水温度随时逐渐下降，可用对数平均温差来计算，传热方程为：

$$G_c c_p (t_{co} - t_{ci}) = K_p F_p \frac{t_{co} - t_{ci}}{\ln \frac{t_{co} - t_i}{t_{ci} - t_i}} \quad (5-2)$$

K_p —风机盘管与室内空气换热的总传热系数；

F_p —风机盘管与室内空气换热的总面积。

CV2 冷凝器水侧与 CV3 冷凝器工质侧之间的换热

由热力学第一定律，在冷凝器中，工质的焓降等于工质与循环水间的传热，也等于循环水进出口的内能增量。数学表达式为：

$$G_c c_p (t_{co} - t_{ci}) = K_c F_c \frac{t_{ci} - t_{co}}{\ln \frac{t_{ci} - t_{ci}}{t_{ci} - t_{co}}} - Gr(h_2 - h_1) \quad (5-3)$$

其中： K_c —冷凝器的总传热系数；

F_c —冷凝器的换热面积；

Gr —工质的流量；

t_{ci} —工质在冷凝器中的温度，此处忽略了工质过热区与水的换热。

CV4 蒸发器水侧与 CV5 蒸发器工质侧之间的换热

同理，蒸发器中，工质的焓降等于工质与循环水间的传热，也等于循环水进出口的内能增量。数学表达式为：

$$G_c c_p (t_{co} - t_{ci}) = K_e F_e \frac{t_{ci} - t_{co}}{\ln \frac{t_{ci} - t_{ci}}{t_{ci} - t_{co}}} - Gr(h_2 - h_1) \quad (5-4)$$

其中： K_e —蒸发器的总传热系数；

F_e —蒸发器的换热面积；

t_e —工质在蒸发器中的温度；

t_{eo} —蒸发器出口循环水温度，即地下循环水刚进入地下温度；

t_{ei} —蒸发器进口循环水温度，即地下循环水离开土壤时的温度。

CV8 地下循环水与土壤之间的换热

在此对土壤作一定假设，认为土壤的温度是恒定不变的，设地下循环水与土壤恒温层间有一定的厚度进行传热，从而将其简化为一个简单的温差传热过程，传热方程为：

$$G_e c_p (t_{ei} - t_{eo}) = K_d F_d \frac{t_{ei} - t_{eo}}{\ln \frac{t_d - t_{eo}}{t_d - t_{ei}}} \quad (5-5)$$

K_d —地下的传热系数；

F_d —地下的换热面积；

t_d —地下恒温层的温度。

CV6 压缩机模型

本实验系统水源热泵机组采用的是单螺杆压缩机，根据压缩机产品样本数据，可拟合出单螺杆压缩机的输气系数和总效率与压缩比之间的关系式。忽略气缸壁与外部空气间的热交换，建立压缩机的准稳态模型。

压缩机为 MS-14M 半封闭单螺杆式压缩机，制冷剂 R22，ARI 额定工况下制冷量为 159.3kW，理论排量为 158.24m³/h，电机输入功率 35.84kW，电机转速 2880r/min。

根据压缩机产品样本提供的工况数据，冷凝温度分别为 35℃、40℃、45℃、50℃、55℃，蒸发温度在 -15℃～10℃ 范围内的制冷量和压缩机电机耗功，利用编制的制冷剂物性参数计算程序可计算出压缩机相应的输气系数和总效率。

1) 输气系数 η_v

压缩机输气系数 η_v 指压缩机的实际输气量与理论输气量之比。按压缩机产品样本提供的工况数据，拟合出了关联 P_c/P_e 的输气系数表达式 (5-6)，关联式的线性相关度 r 为 93.6%，均方差为 2.1×10^{-2} 。结果如图 5-3 所示。

$$\eta_v = 1.06165 - 0.02411 (P_c/P_e) - 0.00383 (P_c/P_e)^2 \quad (5-6)$$

由图 5-3 可见，压缩机工作时其压力比 P_c/P_e 不能太高，否则，输气系数 η_v 就会降低，压缩比为 3 时输气系数 η_v 可达 0.95。

2) 电总效率

按压缩机产品样本提供的工况数据,拟合出了关联 P_c/P_e 的电总效率 η 的表达式:

$$\eta = -0.14585 + 0.60256(P_c/P_e) - 0.14352(P_c/P_e)^2 + 0.01028(P_c/P_e)^3 \quad (5-7)$$

关联式的线性相关度为 88.125%, 均方差为 1.47×10^{-2} 。

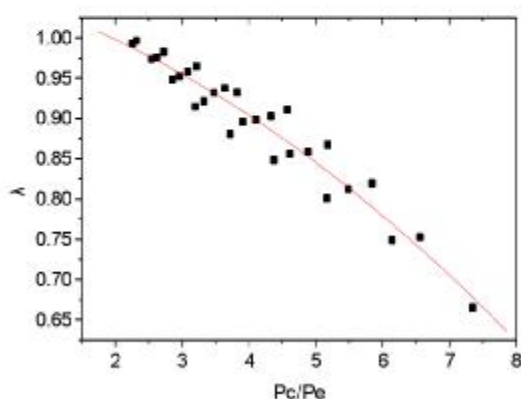


图 5-3 输气系数拟合曲

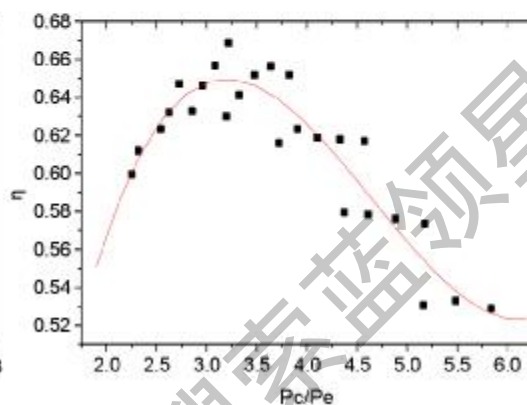


图 5-4 总效率拟合曲线

3) 理论输气量随频率(或转速)的变化:

$$V_h = \int V_{\text{理论}} = \int \times 158.24 \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (5-8)$$

4) 实际输气量为:

$$V_R = \eta_v V_h \quad (5-9)$$

5) 工质流量:

$$G_r = \frac{V_R}{3600v} \quad (5-10)$$

v —压缩机进口工质的比容。

由此可以推出工质流量 G_r 与压缩机频率 f 之间的关系:

$$G_r = \eta \frac{158.24}{50 \times 3600v} f \quad (\text{kg/s}) \quad (5-11)$$

CV7 热力膨胀阀模型

热力膨胀阀数学模型根据需要不同,其繁简程度差异很大。在实际工程计算中,热力膨胀阀的合理与有效简化是认为热力膨胀阀通过调整阀孔开启度,调节蒸发器的制冷剂流量,使蒸发器出口过热度稳定在一定范围内。

$$A_{sv} = A_v + \mu(\Delta M_{sh} - \Delta M_{sh}) \quad (5-12)$$

制冷剂质量流量:

$$G_r = A_{sv} \sqrt{\frac{2}{V_b} (p_c - p_e)^{1.7}} \quad (5-13)$$

制冷剂热力性质

以上数学模型中,要用到制冷剂热力性质,本实验系统水源热泵机组采用的循环工质是 R22。本文采用了拟合公式法,根据 NIST 提供的 R22 饱和物性热力性质进行多项式拟合,拟合区间为水源热泵机组实际运行和常用计算区间 258.15K~333.15K。

R22 饱和气体压力同温度的关系式:

$$p_r = -135.35334 + 1.74306T - 0.00771T^2 + [1.17552E - 5]T^3 \quad (5-14)$$

线性相关度为 1, 均方差为 4.45E-3。

R22 饱和汽与饱和液的焓值同温度的关系式:

$$h_g = 137.26023 + 1.23463T \quad (5-15)$$

线性相关度为 0.99981, 均方差为 0.35191。

$$h_f = 338.02893 + 0.24532T \quad (5-16)$$

线性相关度为 0.95328, 均方差为 1.11555。

R22 饱和蒸汽比容同温度的关系式:

$$v = 21197.10515 - 262.90398T + 1.23177T^2 - 0.00258T^3 + [2.03318E - 6]T^4 \quad (5-17)$$

线性相关度为 0.99999, 均方差为 0.07207。

由各拟合曲线方程线性相关度和均方差可知,拟合函数满足应用要求。

5.3 仿真控制

地源热泵系统在运行中由于外界环境温度的变化,将会引起房间的温度变化,若不进行有效调节,将会使房间温度波动过大,而降低了供热(制冷)的效果。本文将选用先进的模糊(FUZZY)控制方法对地源热泵系统进行控制,并针对压缩机设计出一个满足本系统运行要求的压缩机频率模糊控制器。

控制器设计的目的是:当室外温度发生变化,将引起房间室内的温度变化,从而偏离了预先设定的室内温度值,利用此二者间的偏差对压缩机频率进行调节。若室内温度低于设定值,则调高压缩机频率;反之,则调低压缩机频率。

1、确定输入输出变量及基本论域

输入变量 1: $e(t)$, 误差 $e(t)=$ 输出值 $r(t)$ -实际值 $c(t)$, 范围 -2°C 。

输入变量 2: $ec(t)$, 误差变化率, 范围 $\pm 0.12^{\circ}\text{C/s}$ 。

输出变量: $\Delta f(t)$, 热泵机组压缩机频率的变化量, 范围 $\pm 5\text{Hz}$ 。

2、变量的离散化

变量的离散化即将实际的变量值变成离散的数。误差 $e(t) \in [-2, 2]$ 变换到离散论域: $X = \{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$, 转化成 e^* , 量化因子 $K_e=3$ 。同理输出 $ec(t)$ 、 $\Delta f(t)$ 转化成 ec^* 和 Δf^* , 量化因子 $K_D=50$, 比例因子 $K_C=5$ 。

3、定义模糊集合和隶属函数

对误差 e^* 定义 7 个模糊集合 $E1$ 、 $E2$ 、 $E3$ 、 $E4$ 、 $E5$ 、 $E6$ 、 $E7$, 分别代表 NB (负大)、NM (负中)、NS (负小)、ZO (零)、PS (正小)、PM (正中)、PB (正大)。同理 ec^* 和 Δf^* 分别定义为 $EC1 \dots EC7$ 和 $\Delta f1 \dots \Delta f7$ 。

隶属函数选用常用的三角型, 见下图 5-5 至图 5-7。

4、描述模糊规则

e^* \ Δf^*	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PM	NS	ZO	NM
NM	PB	PB	PM	PM	ZO	NS	NM
NS	PB	PB	PM	PS	ZO	NM	NB
ZO	PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
PS	PM	PM	PS	ZO	NS	NB	NB
PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NB	NB
PB	PS	PS	ZO	NS	NB	NB	NB

5、解模糊 采用改进型中心平均解模糊器, 其定义为

$$y = \frac{\sum_{i=1}^l y_i (\mu(y_i) / \delta^i)}{\sum_{i=1}^l (\mu(y_i) / \delta^i)}$$

其中, y_i 是模糊子集的输出, μ_i 是 y_i 对应的隶属度, δ^i 是特征参数, y 是输出。

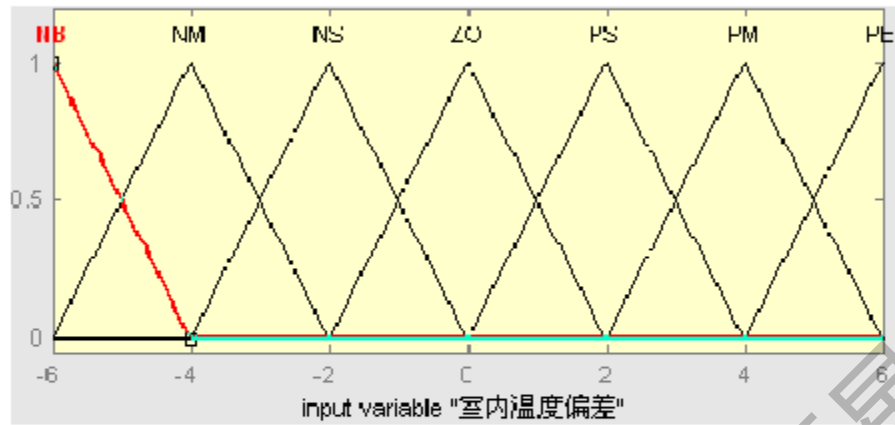


图 5-5 房间室内温度偏差隶属函数图

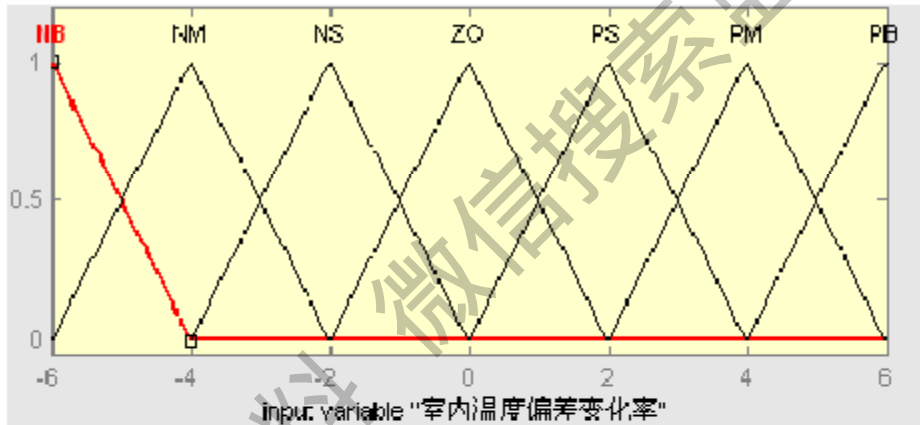


图 5-6 房间室内温度的偏差的变化率隶属函数图

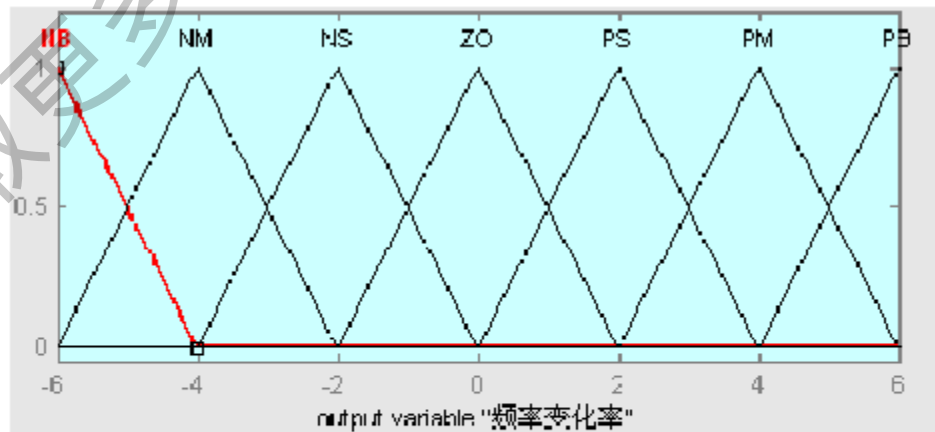


图 5-7 压缩机频率的变化率隶属函数图

5.4 地源热泵系统仿真程序

根据前面建立的地源热泵系统各部分以及水源热泵机组各部件的数学模型，分别编制各部分的仿真子程序以及系统主程序，实现整个地源热泵系统的运行仿真求解。

5.4.1 利用 MATLAB/Simulink 建立仿真程序

采用 Matlab 中的 Simulink^[131-134]来建立本文仿真程序，仿真算法采用 4/5 阶 Runge-Kutta 法。Simulink 是一个用来对动态系统进行建模、仿真和分析的软件包，它支持连续、离散及两者混和的线性和非线性系统，也支持具有多种采样速率的多速率系统。该软件为用户提供了用方块图进行建模的图形接口，采用这种建模方法与传统的微分方程和差分方程建模方法相比，具有更直观、方便、灵活的优点。Simulink 包括 Sinks（输出方式）、Source（输入源）、Linear（线性环节）、Nonlinear（非线性环节）、Connections（连接与接口）和 Extra（其它环节）等子模块库，而且每个子模块库中包括相应的功能模块。用户也可以制定和创建自己的模块。

针对本文中所建数学模型，采用 Matlab/Simulink 建立主程序计算框图、房间控制器框图和频率控制器框图分别见图 5-8 和图 5-9。

5.4.2 仿真程序流程

如图 5-10~5-15 所示，为地源热泵系统各个部件的计算流程框图。

1、房间模型计算子程序框图 5-10，建立房间盘管参数、环境参数与房间循环水之间的关系，实现房间热量传递的平衡。

2、冷凝器模型计算子程序框图 5-11，建立冷凝器工质与循环水的之间的关系，实现冷凝器换热面的热量传递过程。

3、蒸发器模型计算子程序框图 5-12，建立蒸发器工质与循环水的之间的关系，实现蒸发器换热面的热量传递过程。

4、控制器与压缩机模型计算子程序框图 5-13，建立压缩机运行参数与工质流量的关系，并且实现对房间温度的控制。

5、地下换热器模型计算子程序框图 5-14，建立地下循环水与土壤之间的关系，实现地下循环水与土壤之间的换热。

6、主程序框图 5-15，各个子模块连续起来，实现整个地源热泵系统的仿真。

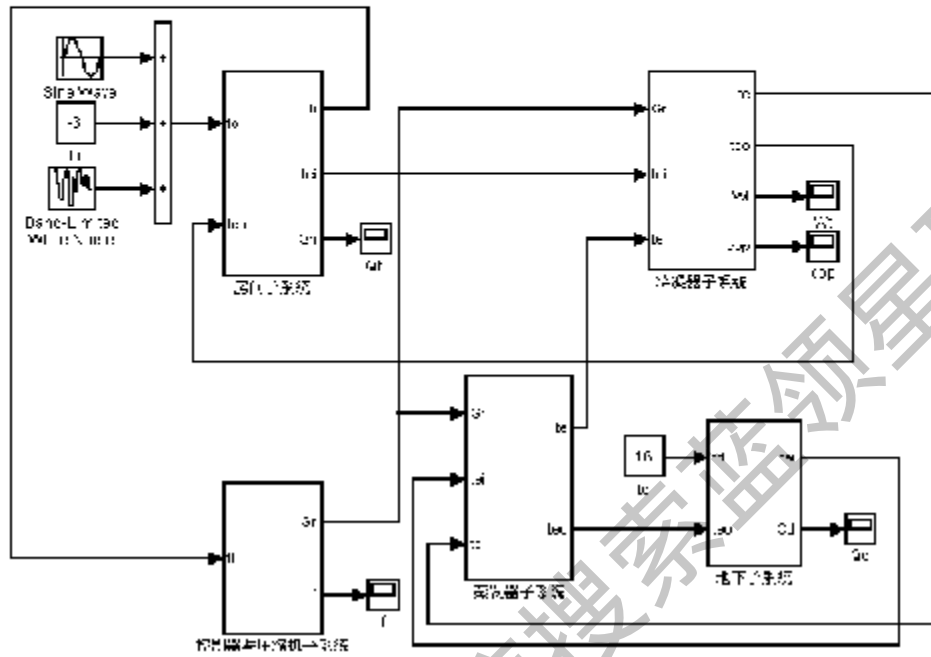


图 5-8 地源热泵系统仿真主程序

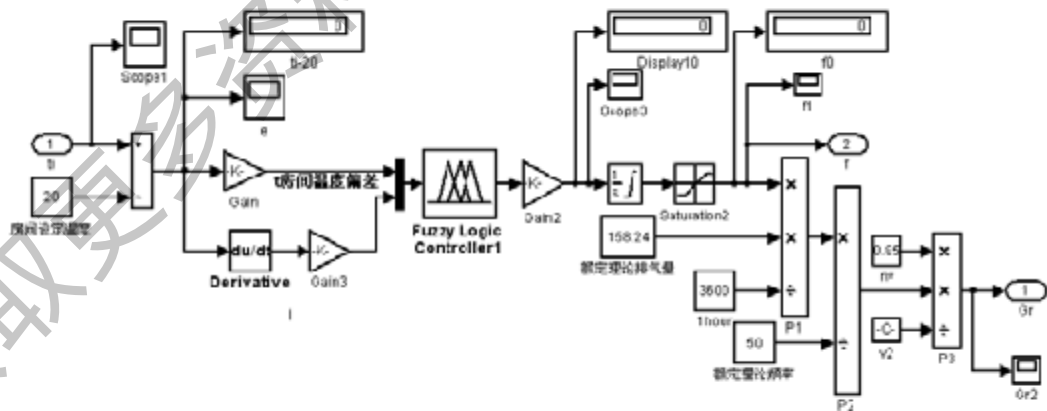


图 5-9 压缩机频率控制器程序框图

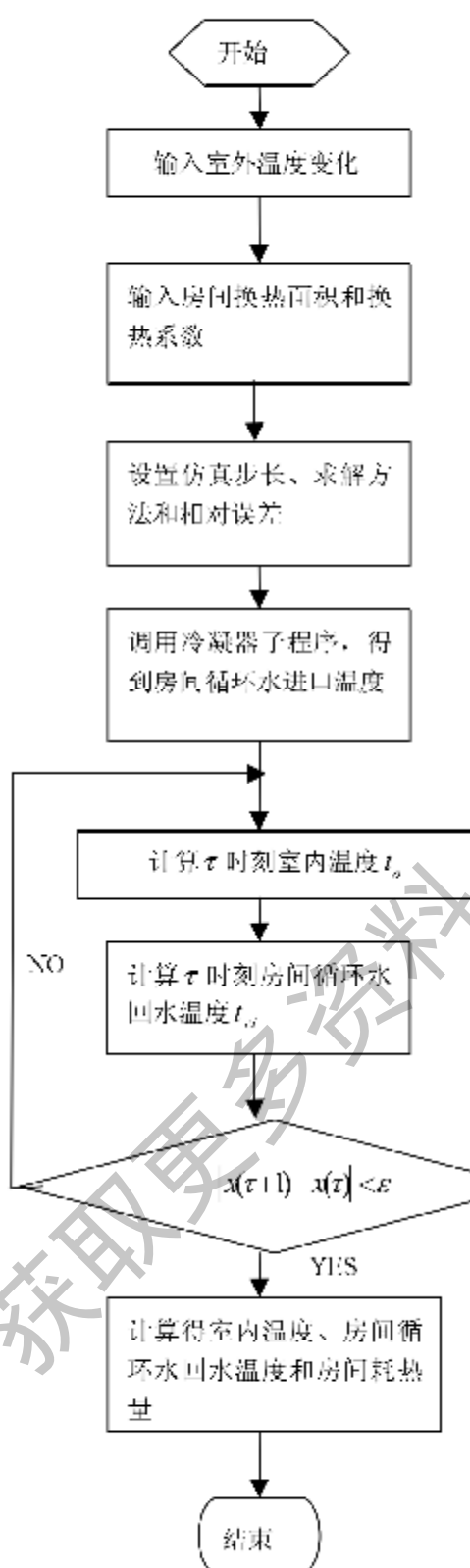


图 5-10 房间模型计算图框

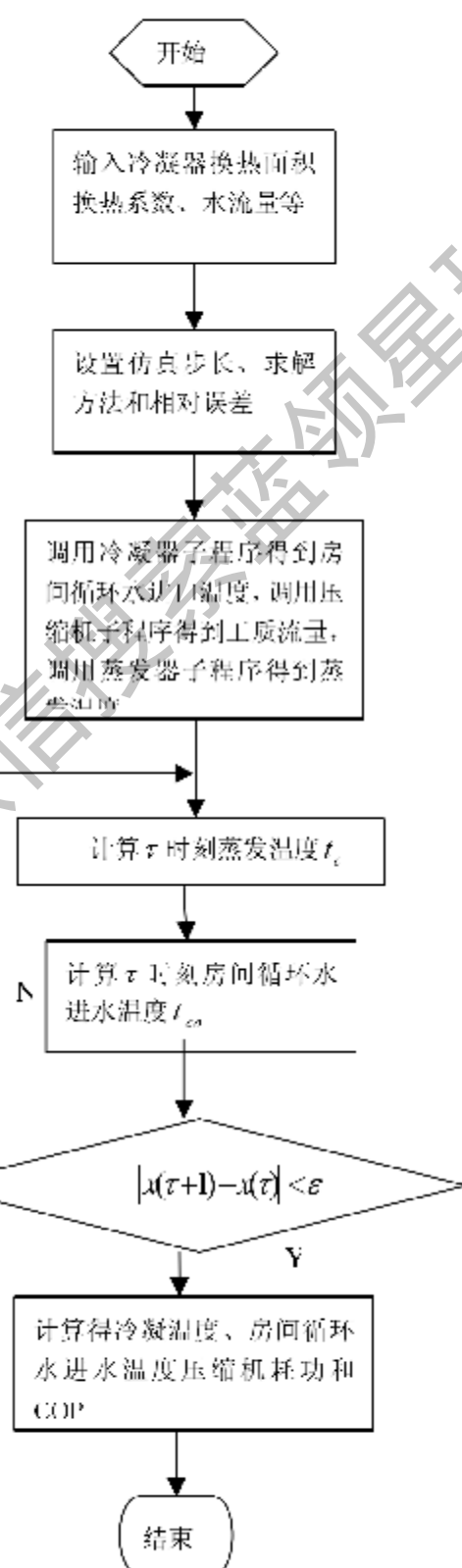


图 5-11 冷凝器模型计算图框

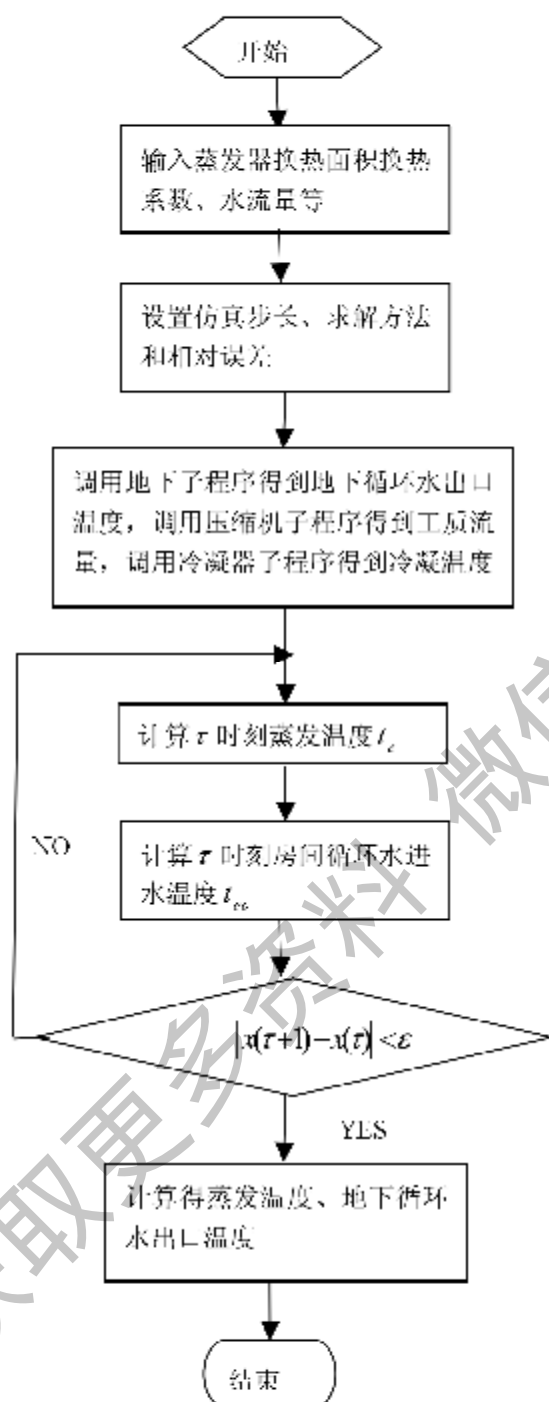


图 5-12 蒸发器计算框图

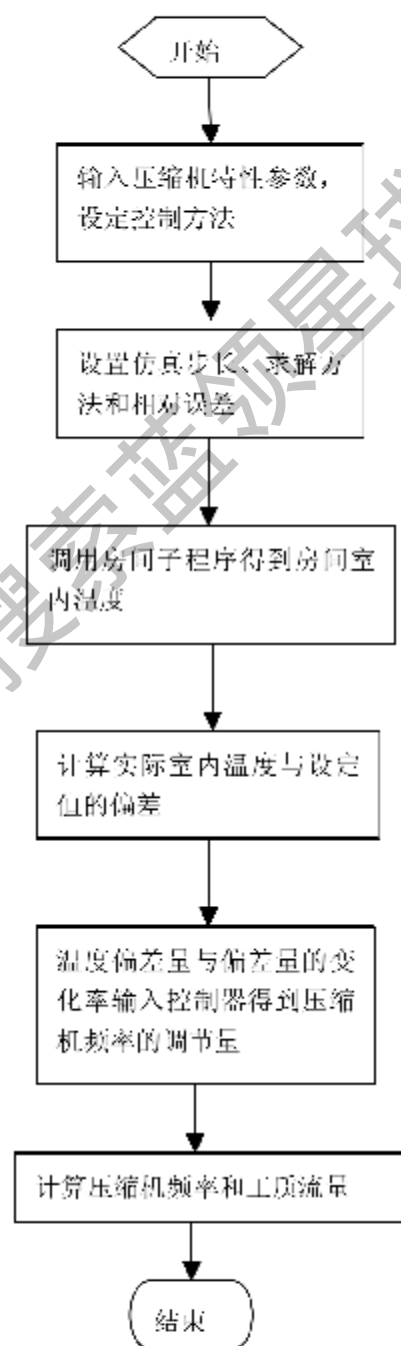


图 5-13 控制器与压缩机计算框图

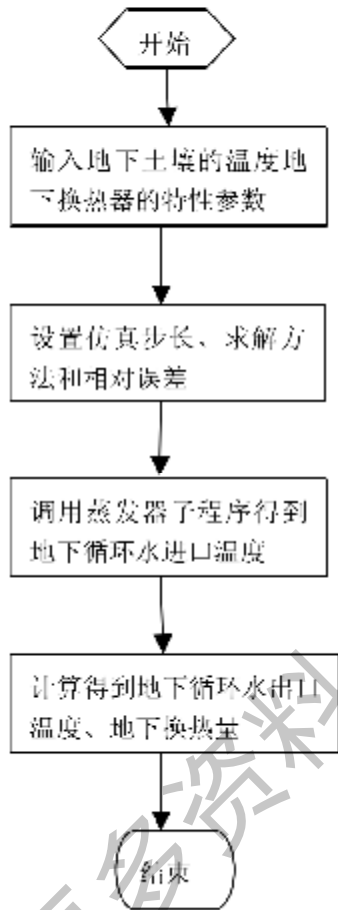


图 5-14 地下子程序计算框图

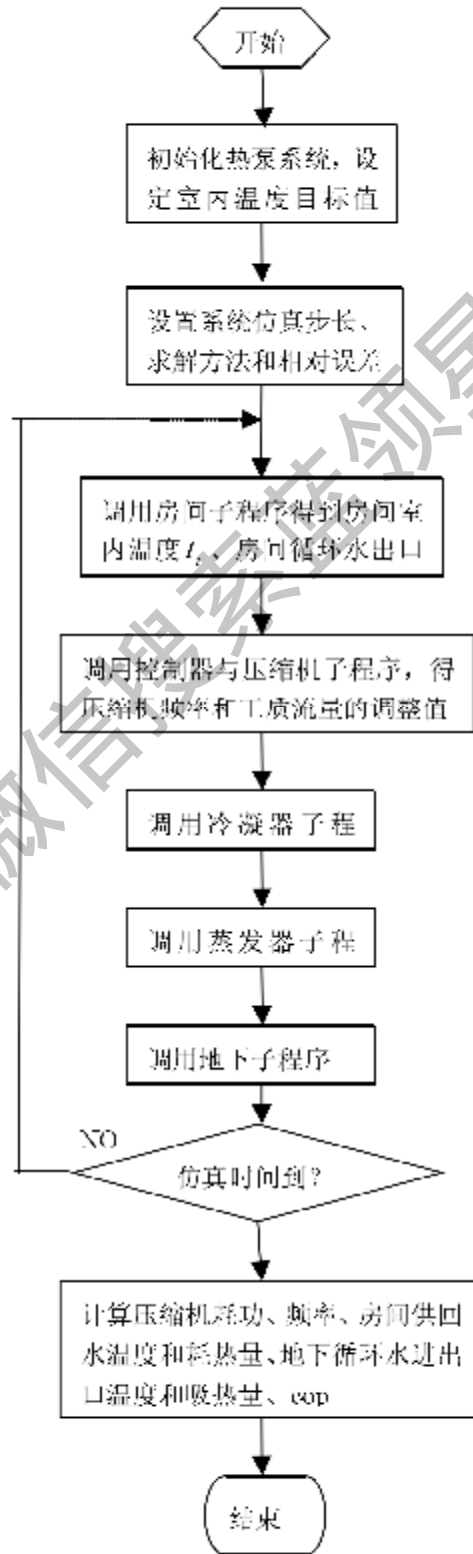


图 5-15 热泵系统计算主程序框图

5.4.3 仿真过程

1、对房间试算，设定房间面积和传热系数等参数，输入室外温度变化扰量，调用冷凝器计算了程序，依靠压缩机频率控制器不断调节工质流量，进而改变房间进水温度，计算得到房间温度和房间回水温度及房间耗热量。

2、对冷凝器试算，设定冷凝器结构参数、冷凝器水侧流量，调用房间和压缩机子程序，获得冷凝器试算所需参数。计算得到冷凝器的冷凝温度、房间循环水出口温度、压缩机耗功及 COP 值。

3、对蒸发器试算，设定蒸发器结构参数、蒸发器水侧流量，调用地下和压缩机子程序，获得蒸发器试算所需参数。计算得到蒸发器的蒸发温度及地下循环水进口温度。

4、设定压缩机结构参数并输入模糊控制程序，调用蒸发器、冷凝器计算子程序，计算得到压缩机频率及工质流量。

5、设定埋地换热器参数，调用蒸发器计算了程序，得到埋地换热器出口温度和地下换热量。

5.5 仿真结果、分析与实验验证

5.5.1 仿真结果与分析

针对本文的地源热泵实验系统开展仿真研究。其中水源热泵机组的半封闭式单螺杆压缩机为 40%-70%-100%三级调节，为能与本文所建立的准稳态模型相一致，仿真过程中，对压缩机采取了连续变频调节的运行方式。由于时间和本文篇幅所限，本文仅对地源热泵冬季供暖工况进行仿真研究。系统参数如下：

房间供暖面积 3715m^2 ；热泵机组额定制热量 159.86kW ，压缩机的额定工况下理论排量 $V_n = 159.5\text{m}^3/\text{h}$ ，额定输入功率 45.92kW ，循环工质 R22；室内设定温度为 20°C ，房间初始温度为 7°C ；仿真运行时间 24 小时（自 0:00~24:00）。

表 5-1 仿真程序设置原始参数

K_A	$0.81\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	A_A	5716m^2	K_P	$24\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
G_c	7.64kg/s	c_p	$4.187\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	F_p	248.4m^3
K_e	$800\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	F_e	40m^3	K_d	$500\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
F_e	57m^3	t_i	20°C	G_e	6.54kg/s
K_d	$50\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	F_d	255m^3	t_o	16°C

图 5-16 是冬季某天自 0:00 至 24:00 的室外温度扰量变化曲线, 以此作为仿真程序的输入, 在保证室内设定温度 20℃ 不变的情况下, 连续运行仿真, 仿真结果得到图 5-18~图 5-26 的地源热泵系统运行准稳态特性曲线。

从图 5-16 与图 5-17 可以看到, 虽然室外温度在一天中有较大的波动, 但是室内温度一直保持在设定值 20℃ 附近波动, 这样的结果来源于控制器的作用, 控制器在外界温度变化时, 能够根据室内换热量的需要而对压缩机进行调节, 以保持室内的设定温度。由于压缩机发生了调节, 可以看到其余各个参量也发生了变化, 这些变化反映在图 5-18~图 5-26 中。

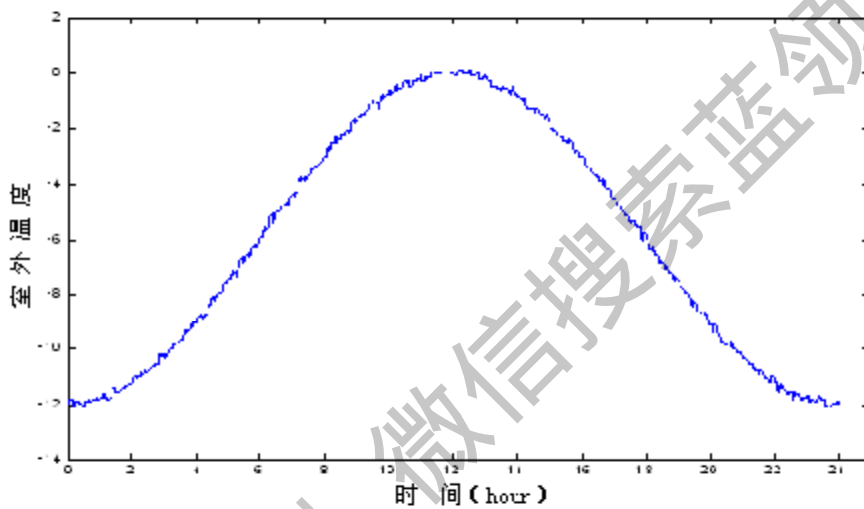


图 5-16 冬季某日室外温度变化曲线

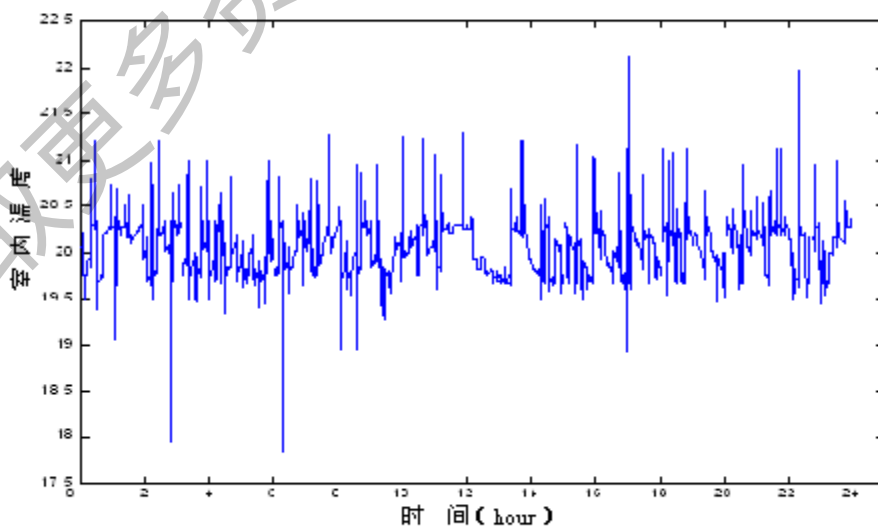


图 5-17 室内温度曲线

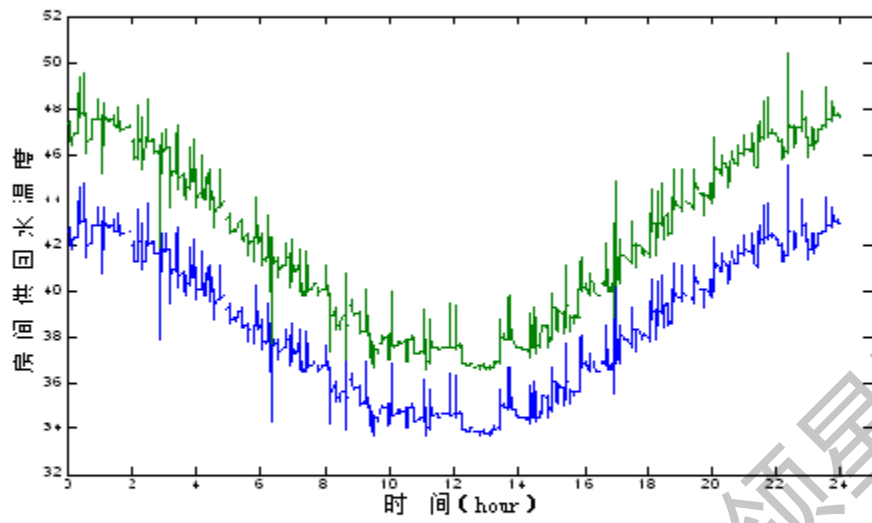


图 5-18 房间供回水温度曲线

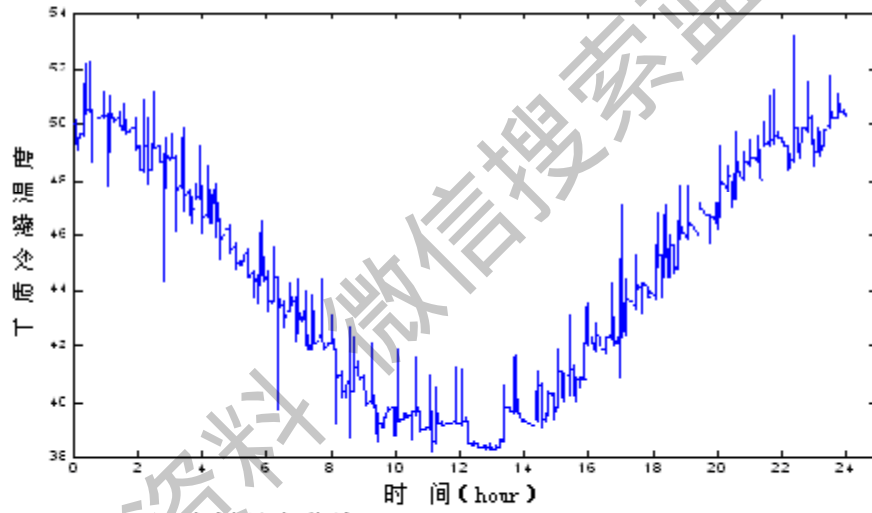


图 5-19 R22 冷凝温度曲线

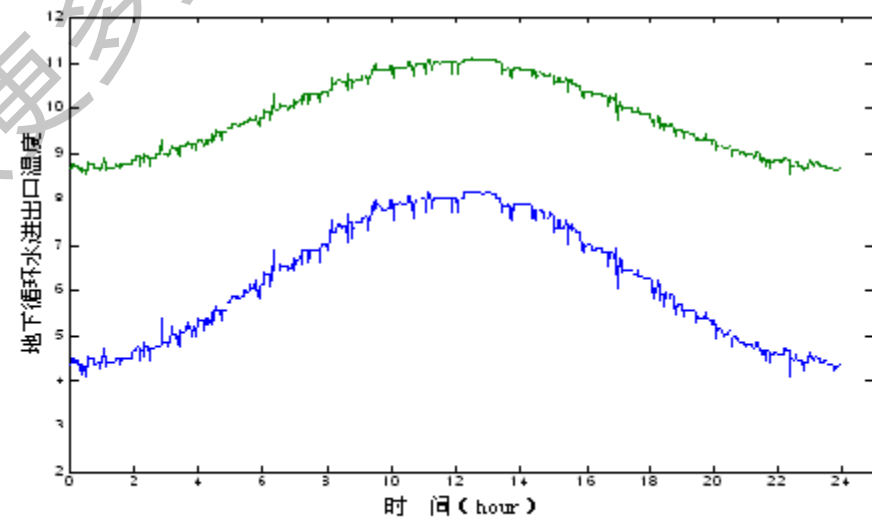


图 5-20 地下循环水进出口温度曲线

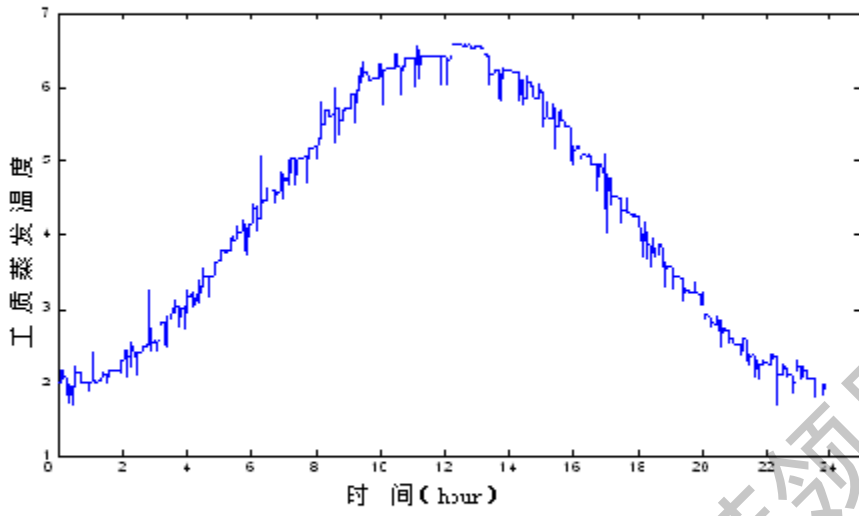


图 5-21 R22 蒸发温度曲线

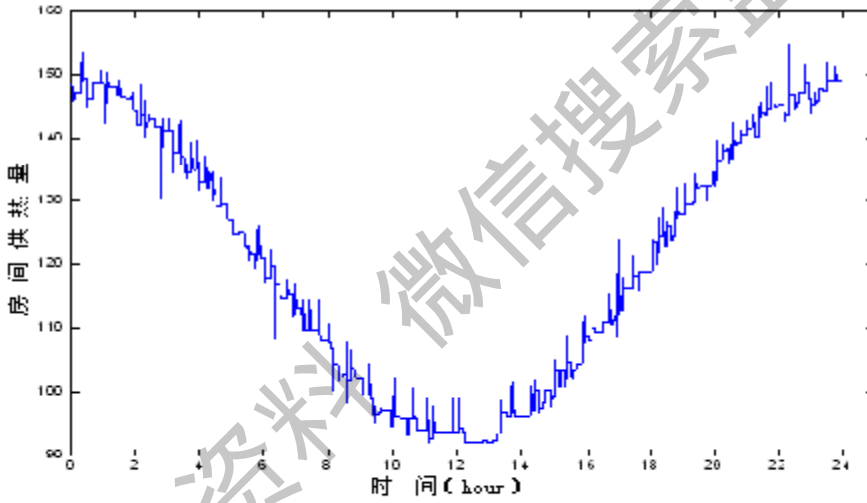


图 5-22 房间供热量曲线

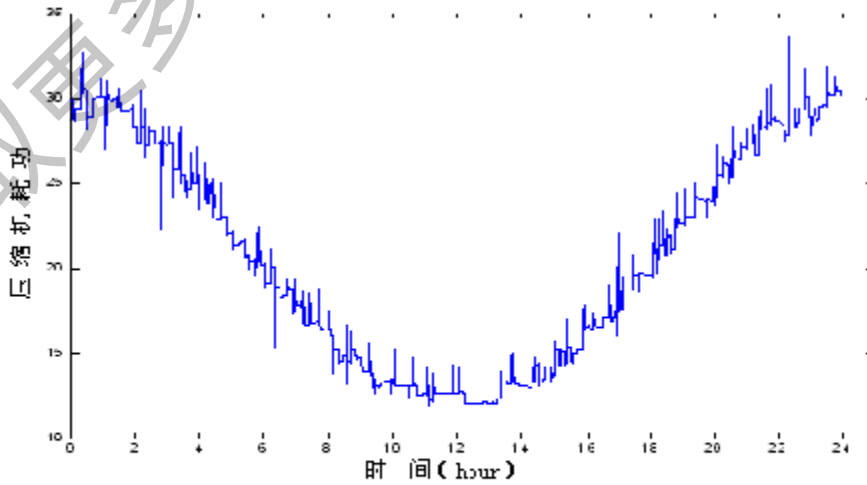


图 5-23 压缩机耗功曲线

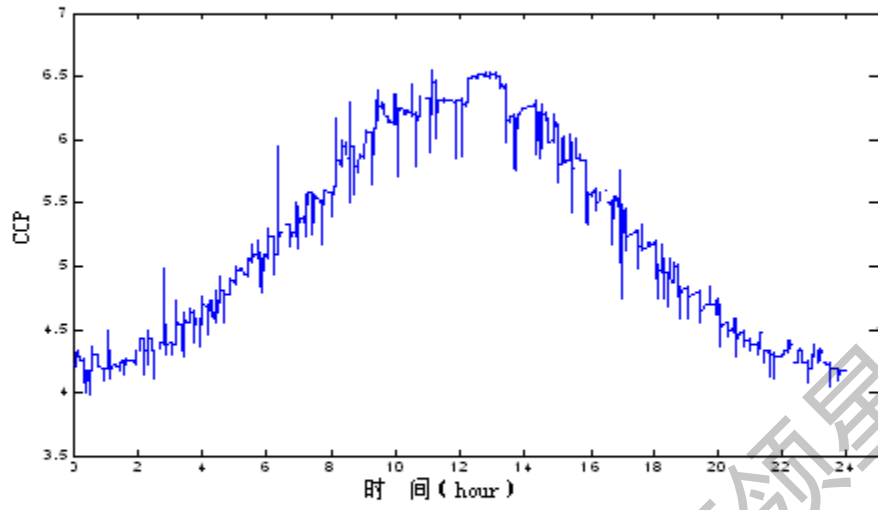


图 5-24 COP 曲线

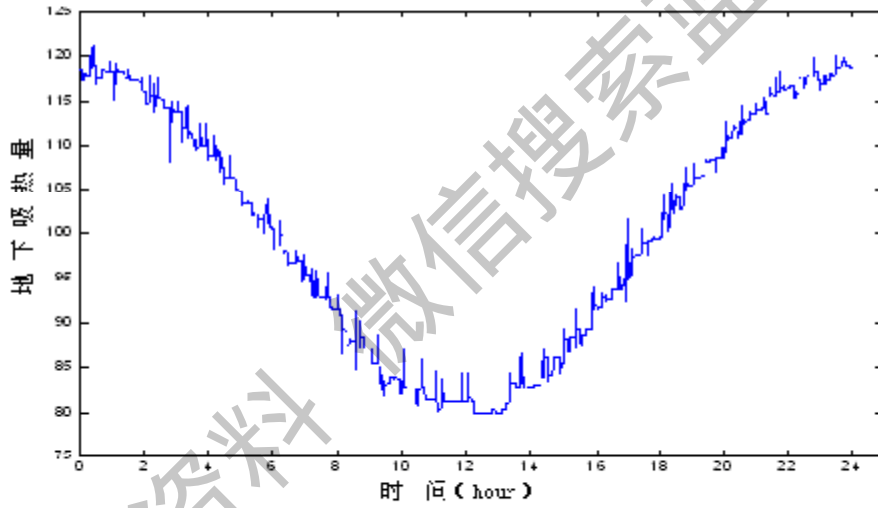


图 5-25 地下吸热量曲线

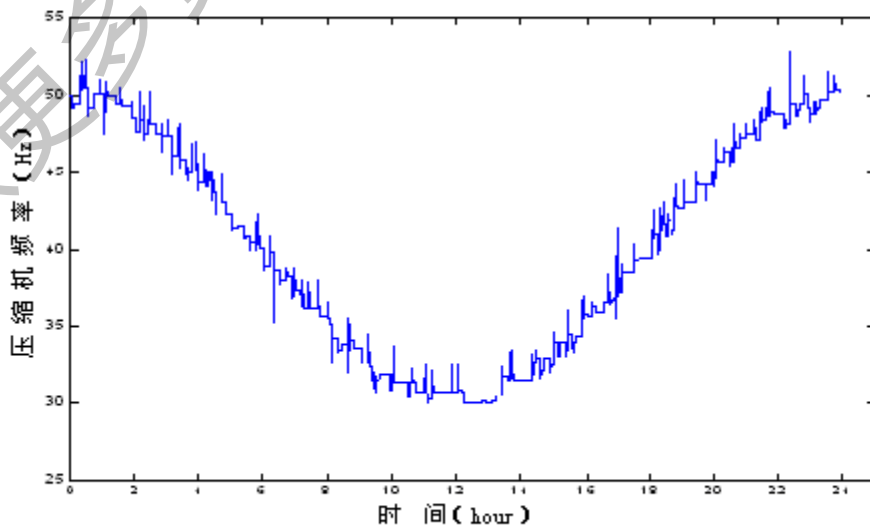


图 5-26 压缩机频率曲线

1、房间供、回水温度与热泵冷凝温度

图 5-18 为房间供、回水温度变化曲线，图 5-19 为热泵工质冷凝温度曲线。可看出当室外温度升高时，房间供、回水温度与冷凝温度都下降；反之，当室外温度下降时，房间供回水温度与冷凝温度都升高。从直观意义上来看，当室外温度上升时，室内外温差减小，从而房间对外的散热量减少，为仍能使室内温度保持在设定值附近，应使室内循环水带来的热量减少，这将使冷凝器中的工质冷凝温度降低，从而可以达到目的。反过来看就是，当室外温度升高时，为保持房间温度设定值，降低工质冷凝温度，从而降低了房间循环水供回水温度；反之反是。图 5-18 与图 5-19 就显示了这一过程。

2、地下循环水温度与热泵蒸发温度

图 5-20 为地下循环水进、出口温度曲线，图 5-21 为热泵工质蒸发温度曲线。可看出随着室外温度升高，地下循环水温度与工质蒸发温度都升高；反之，室外温度下降，地下循环水温度与工质蒸发温度都下降。如同上面分析，当室外温度上升，压缩机的功率降低，即压缩机压缩做功量减少，将引起冷凝温度与蒸发温度之间温差减小，从而使蒸发温度上升。另一方面，室外温度上升，蒸发器的换热量减少，那么，地下循环水进、出口温度与蒸发温度的温差不会很大，也即随蒸发温度上升，地下循环水温度也上升。图 5-20 与图 5-21 就显示了这一过程。

3、水源热泵机组性能参数

由以上对两部分循环水的分析可以知道其余参量如房间耗热量、压缩机耗电、地下吸热量、COP 的变化规律，反映在图 5-22~5-26 中。

此外，从数值上看，当室外温度达到最低温度-12℃时，压缩机频率在 50Hz 处运行，房间供热量达到了 150kW，即此时达到了压缩机的额定运行工况。

5.5.2 仿真结果实验验证

针对 2002 年 3 月 15 日的实验进行仿真，并与实验结果作对比分析。

以实测的室外环境温度，见图 5-27，作为输入量，同样设定室内温度 20℃，采用所建立的仿真程序，模拟计算房间进、出口温度变化以及其他性能参数，并与 3 月 15 日的实测结果作比较，见图 5-28~图 5-30。

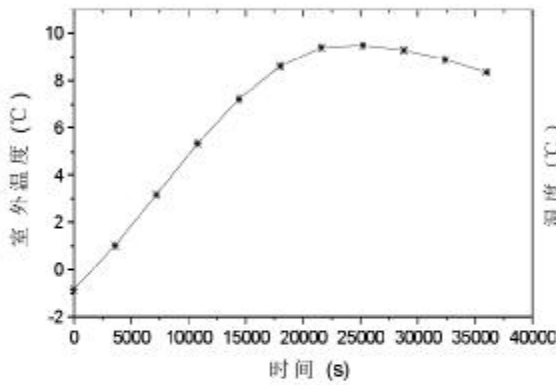


图 5-27 3 月 15 号早晨 8:00~晚上 18:00 室外温度变化

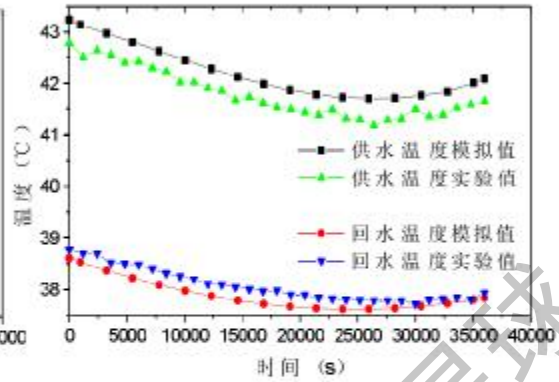


图 5-28 房间供回水温度对比

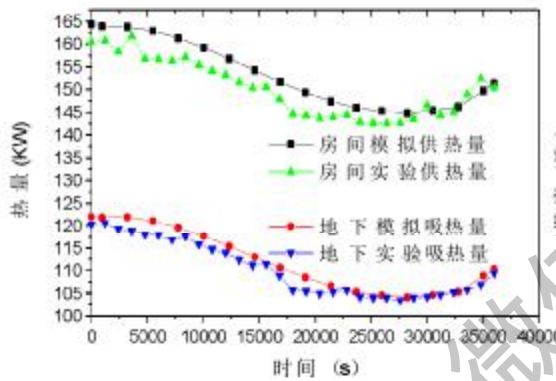


图 5-29 房间供热量、地下吸热量对比

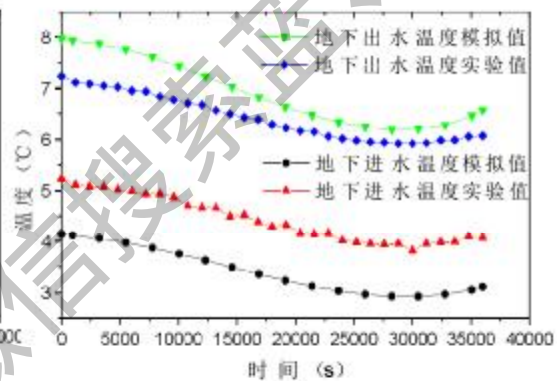


图 5-30 地下循环水进出口温度对比

图 5-28 表示房间进出口水温的变化情况,可看出,模拟值与实测值吻合较好,变化趋势基本一致,供水温度较回水温度相比有较大的偏差,但偏差基本在 7%以内。

图 5-29 为地源热泵的吸热量和供热量的变化趋势,在前几个小时偏差较大,随后变小,在系统达到准稳态阶段后,地下吸热量较房间供热量有较小的变化,总的看,模拟值与实验值的偏差在 5%以内。

图 5-30 表示地下换热器进、出口水温的变化,可看出地下进、出口水温受到室外环境温度变化影响相对较小,实测值与模拟值在变化趋势吻合较好,但是大小上有一定的偏差,原因在于实验时地下循环水流量明显大于模拟仿真程序中的设定流量。

以上比较结果显示,模拟结果与实测结果偏差基本在允许范围内,表明本文所建立的数学模型和仿真程序,模拟地源热泵冬季供暖动态工况正确。

5.6 本章小结

1、通过分析地源热泵系统各部分以及水源热泵机组各部件参数间的相互关系和特征，利用机理建模方法建立了地源热泵系统准稳态物理、数学模型。

2、引入模糊智能控制策略，首次进行了连续时间变化的地源热泵系统动态运行仿真，使得仿真更加接近实际。从仿真结果看，控制效果比较理想，不仅动态性能好，而且减小了被控量的稳态静差。

3、针对地源热泵冬季供暖仿真模拟，并与实测结果相比较，两者吻合较好，说明本文所建立的数学模型和仿真程序正确，有较高的理论意义和实用价值。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第六章 埋地换热器与地源热泵经济性

6.1 埋地换热器经济性

地源热泵选择何种埋管方式，不但要考虑埋管的换热性能，还要考虑埋管的投资成本。因为换热性能高的埋管方式不一定经济，而提高换热性能通常是以经济为代价的。不同的回填材料和不同地区及地质构造直接影响到埋地换热器的换热性能和经济成本。

6.1.1 埋地换热器投资成本构成

埋地换热器投资费用组成有：钻井费用、塑料管材费用和回填费用。桩埋管的换热性能与混凝土回填井埋管的相同，但桩埋管的钻井费用和回填费用计入了基建投资中，为具有可比性和更广的适用性，本文将分别计算混凝土回填井埋管与桩埋管两种方式的费用。现将不同地区，不同地质情况下，不同埋管方式的投资成本列于表 6-1 至表 6-5 中。其中 C_i 为单位井深总投资，指总初投资除总管长，按本文实验地点：天津属于粘土地质，沈阳属于砂石地质。

粘土地质（天津地区）

表 6-1 单 U 型砂石回填井埋管单位井深投资成本构成

项目名称	费用名称	成本费用(元/m)	合计 C_i (元/m)
钻井费用	人工和机械费	14	34
高密度聚乙烯管	材料费	10	
回填费用	砂石回填	10	

表 6-2 单 U 型混凝土回填井埋管单位井深投资成本构成

项目名称	费用名称	成本费用(元/m)	合计 C_i (元/m)
钻井费用	人工和机械费	14	40
高密度聚乙烯管	材料费	10	
回填费用	细砂混凝土回填	16	

表 6-3 单 U 型桩埋管单位井深投资成本构成

项目名称	费用名称	成本费用 (元/m)	合计 C_i (元/m)
钻井费用	人工和机械费	0	
高密度聚乙烯管	材料费	10	10
回填费用	细砂混凝土回填	0	

砂石地质 (沈阳地区)

表 6-4 单 U 型井埋管单位井深投资成本构成

项目名称	费用名称	成本费用 (元/m)	合计 C_i (元/m)
钻井费用	人工和机械费	68	
高密度聚乙烯管	材料费	10	88
回填费用	砂石回填	10	

表 6-5 双 U 型井埋管单位井深投资成本构成

项目名称	费用名称	成本费用 (元/m)	合计 C_i (元/m)
钻井费用	人工和机械费	68	
高密度聚乙烯管	材料费	20	98
回填费用	砂石回填	10	

6.1.2 不同埋地换热器投资成本

1、静态经济分析

经济分析方法有两种，一是静态分析法，不考虑资金的时间价值，二是动态分析法，考虑资金的时间价值。对工程投资期短，可不考虑资金的时间价值，采用静态分析法。引用两个经济参数：静态投资差额和静态投资比数^[132, 133]。多种方案比较时，以其中一种为基准，其它方案投资成本与基准方案相比较得到的投资差值 ΔC_i 为静态投资差额；其它方案投资成本与基准相比得到的比值为静态投资比数。静态投资差额或静态投资比数越大，经济性越差。

从单位井深投资成本、静态投资差额和静态投资比数等方面对不同地质条件下的不同埋地换热器进行分析比较，结果见表 6-6，得到：

1) 桩埋换热器投资成本最低, 原因是桩埋管中将钻井费用和回填材料费用计入了基建投资, 使单位井深总投资降低; 而砂石回填井埋换热器优于混凝土回填, 这是由于混凝土的价格远高于砂石。

2) 单 U 型井埋换热器投资成本低于双 U 型, 原因是单 U 型井埋管单位井深只有两米管, 而双 U 型井埋管单位井深有四米管。

3) 不同地质情况下比较, 对粘土地质(天津地区)与砂石地质(沈阳地区), 相同埋管方式下, 天津地区要优于沈阳地区, 原因是在砂石地质层的钻井费用远比粘土地质层钻井费用高。

表 6-6 不同地区不同埋地换热器投资成本比较

埋地换热器类型	单位井深投资成本 C_i (元/m)	静态投资差额 ΔC_i (元/m)	静态投资比数*
天津混凝土回填井埋换热器	40	30	4
天津砂石回填井埋换热器	34	24	3.4
天津桩埋换热器	10	0	1
沈阳单 U 型井埋换热器	88	78	8.8
沈阳双 U 型井埋换热器	98	88	9.8

*注: 表中“静态投资比数”以天津单 U 型桩埋换热器为基准

2、综合分析

由前面换热性能分析和静态经济分析可知, 针对一个工程选择哪种埋地换热器, 单纯从换热性能或投资成本某一方面考虑, 将会比较片面。混凝土回填井埋管的换热性能要比砂石井埋管高, 但其经济性较差; 双 U 型井埋管的换热效率比单 U 型高(见第四章的实验研究), 但投资也比单 U 型高。为比较全面综合地分析比较不同埋地换热器, 引入一个综合指标——“单位井深换热量成本”(C_{iq}): 为单位井深的总投资 C_i 与单位井深换热量 q_i 的比值, 将投资成本与换热性能综合在一个指标 C_{iq} 中。

$$C_{iq} = \frac{C_i}{q_i}$$

其中: C_{iq} ——单位井深换热量成本指标 (元/W)

C_i ——单位井深的投资成本 (元/m)

q_i ——单位井深换热量 (W/m)

单位井深换热量成本指标 C_{1q} 越大表明换热器越不经济, C_{1q} 与单位井深换热量 q_f 成反比, 表明 q_f 越大换热器越经济。分别计算出不同埋管方式埋地换热器及不同运行工况下的单位井深换热量成本指标 C_{1q} 变化, 结果见图 6-1 至图 6-9。

1) 不同回填材料的影响, 见图 6-1, 无论是取热还是排热工况, 桩埋管的 C_{1q} 最低, 表明此埋管方式经济性最优。取热工况下, 混凝土回填井埋管与砂石回填井埋管的 C_{1q} 几乎相等, 而排热工况下, 混凝土回填井埋管的 C_{1q} 远低于砂石回填, 约 30%, 可见, 在实际工程中推广混凝土回填井埋管是非常有利的。

2) 单 U 与双 U 型的不同效果, 见图 6-2, 进口水温 and 单管水流量相近时, 无论是取热还是排热, 双 U 型埋管的 C_{1q} 都低于单 U 型埋管, 取热工况下低约 35%, 排热工况下低约 25%。从经济和换热性能两方面综合考虑, 得出双 U 型埋管较优。

3) C_{1q} 随工况的变化:

① 取热工况, 见图 6-3 至图 6-5, 单 U 型和双 U 型埋地换热器 C_{1q} 随进口水温升高而增加, 随流量的增大而减少, 虽然有的实验数据有偏差, 但总趋势是这样。进口水温升高, 如 3℃ 到 5℃, 双 U 型埋地换热器的 C_{1q} 增大约 45%; 而流量增大 2 倍时, 单 U 型埋管 C_{1q} 降低约 10%, 双 U 型埋管的 C_{1q} 也降低, 约 7%。可适当增大流量和降低进口水温有利于取热, 但不能无限量的增大流量和降低水温, 还须考虑其它因素, 如循环泵的功耗等。

② 排热工况, 如图 6-6 至图 6-8 所示, 无论是单 U 型还是双 U 型埋管, C_{1q} 均随进口水温升高和流量增大而降低。当进口水温升高 5℃ 时, 单 U 型埋管 C_{1q} 约降低 45%, 双 U 型埋管 C_{1q} 约降低 50%; 流量增大 2 倍时, 单 U 型埋管 C_{1q} 降低约 10%, 双 U 型埋管 C_{1q} 降低约 20% 左右。

4) 无论是取热还是排热工况, 相同进口水温、流量下, 见图 6-9, 粘土地质 (天津地区) 的单位井深换热量成本指标 C_{1q} 比砂石地质 (沈阳地区) 低, 原因是: 砂石地质层的钻井费用远高于粘土地质层的钻井费用; 另一方面, 天津地区所测得的单位井深换热量 q_f 高于沈阳地区。

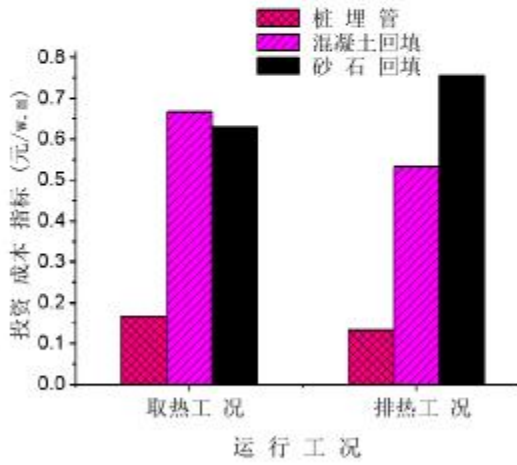


图 6-1 天津三种埋地换热器不同工况下 C_{iq} 比较

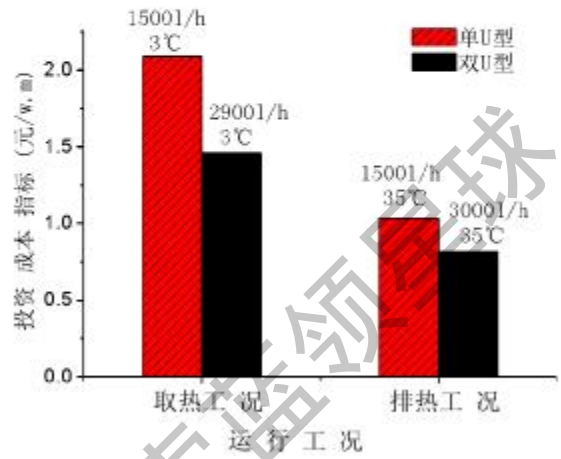


图 6-2 沈阳单 U 型与双 U 型埋地换热器不同工况下 C_{iq} 比较

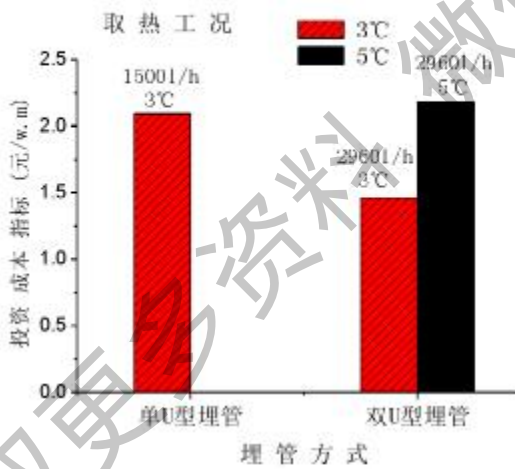


图 6-3 沈阳单 U 与双 U 型井埋管不同进口温度下 C_{iq} 比较

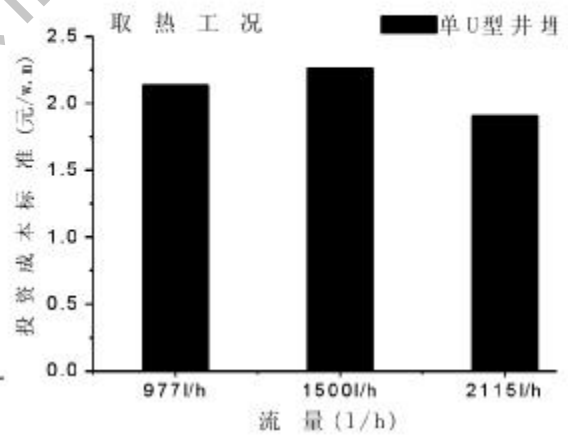


图 6-4 沈阳单 U 型井埋管不同水温、流量下 C_{iq} 比较

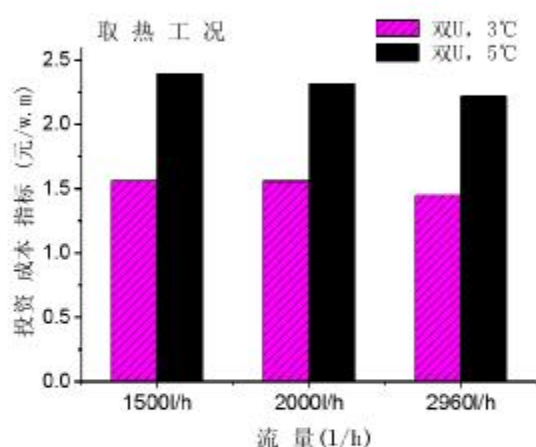


图 6-5 沈阳双 U 型井埋管不同水温、流量下 C_{iq} 比较

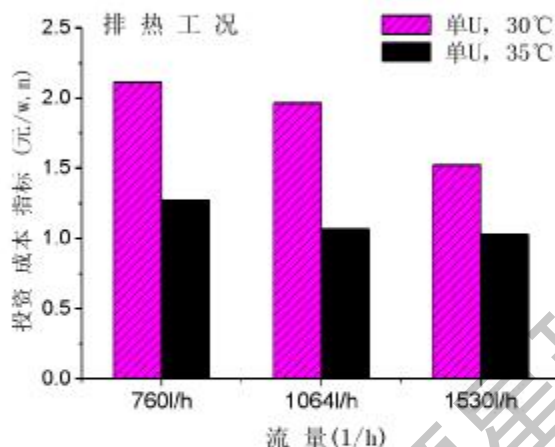


图 6-6 沈阳单 U 型井埋管不同流量下 C_{iq} 比较

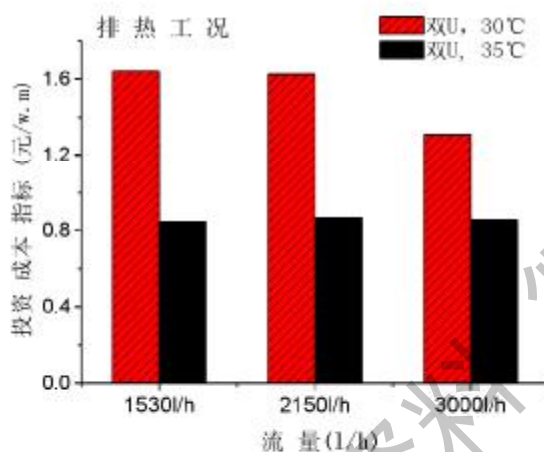


图 6-7 沈阳双 U 型井埋管不同水温、流量下 C_{iq} 比较

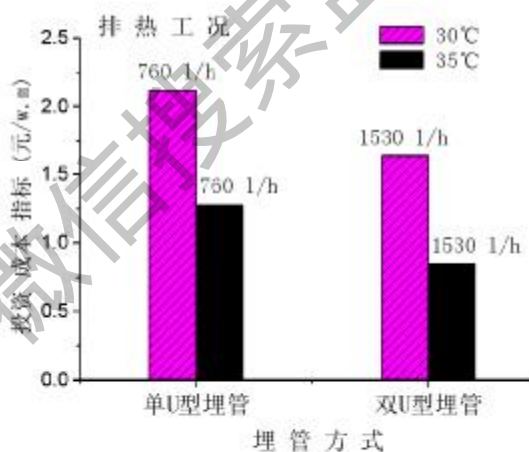


图 6-8 沈阳单 U 与双 U 型井埋管不同进口水温下 C_{iq} 比较

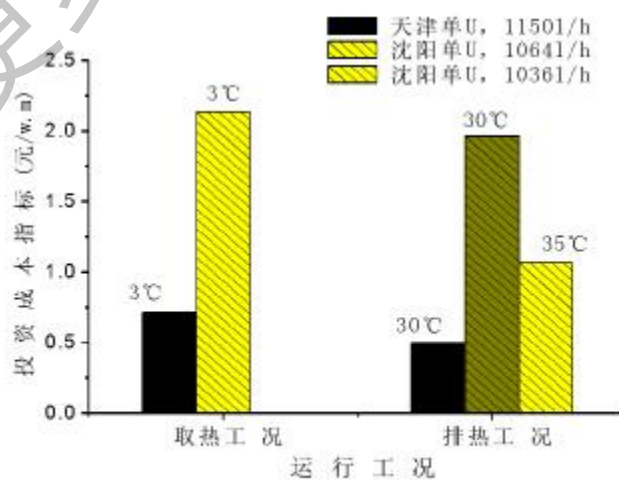


图 6-9 天津和沈阳单 U 井埋管 C_{iq} 比较

6.2 示范工程实验系统地源热泵经济性

地源热泵是项节能技术，但能否推广应用，关键是地源热泵经济上是否具备一定的竞争性。不同地区，不同能源结构及价格等直接影响到地源热泵的经济性，对地源热泵与传统的供暖空调系统进行经济性比较非常有必要。

6.2.1 初投资

梅江综合办公楼建筑面积为 3715m^2 ，冬季供暖热负荷为 147kW ，热负荷指标为 $39.57\text{W}/\text{m}^2$ ；夏季空调冷负荷为 320kW ，冷负荷指标为 $86.14\text{W}/\text{m}^2$ 。

按梅江综合办公楼实际建成的地源热泵工程计算初投资：

1) 地面机房与楼内风机盘管末端总初投资为 120 万元，折合建筑物每 m^2 费用为 $323\text{元}/\text{m}^2$ 。

2) 地下埋管：竖直井 20 口凿井费 $20 \times 0.3 = 6$ (万元)

埋管总长 7000m ，按 $7\text{元}/\text{m}$ ，计算管材费 $7 \times 0.7 = 5$ (万元)

估算人工费为 2 万元。

地下埋管总投资 13 万元，折合建筑物每 m^2 投资为 $35\text{元}/\text{m}^2$ 。

3) 地源热泵工程总投资为 133 万元，折合建筑物每 m^2 投资为 $358\text{元}/\text{m}^2$ 。

将地源热泵方案与几种常规供暖空调方式进行投资估算的比较，见下表 6-7。

表 6-7 地源热泵与几种常规供暖、空调方式投资比较

项目	供暖空调方式	地源热泵	冷水机组与锅炉配套	冷水机组与城市热网配套	直燃式溴化锂冷热水机组
冷热水机组 (元/kW 冷量)		688-1032	559-860	559-860	946-1290
燃气(油)锅炉 (元/kW 热量)			430-516		
城市热网 (元/ m^2 采暖面积)				80-100	
冷却塔		无		有	
地下水井或埋盘管		有		无	
建筑物末端		风机盘管	风机盘管或风机盘管+暖气片		
机房水泵、管道、控制等		基本相同			

6.2.2 运行费用

1) 夏季运行时数

夏季供冷期为 100 天 (6 月 5 日至 9 月 15 日); 不同时间有不同的负荷使用系数: 6.5 日至 6.20 日和 8.21 日至 9.15 日共 40 天, 负荷使用系数为 50% 以下 (暂按 40% 计算); 6.21 日至 8.20 日, 共 60 天, 其中 45 天满负荷, 15 天负荷使用系数为 75%。办公楼每天空调时间为 10 小时。

则每年夏季空调运行小时数: $(40 \times 0.4 + 15 \times 0.75 + 45) \times 10 = 722.5 \text{ (h/yr)}$

水泵运行小时数: $(40 + 15 + 45) \times 10 = 1000 \text{ (h/yr)}$

2) 冬季运行时数

冬季供暖期为 120 天 (11 月 15 日至第二年的 3 月 15 日); 不同时间有不同的负荷使用系数: 11.15 日至 12.15 日和 2.15 日至 3.15 日共 60 天, 负荷使用系数为 50% 以下 (暂按 40% 计算); 12.16 日至 2.15 日, 共 60 天, 其中 45 天满负荷, 15 天复负荷使用系数为 75%。办公楼每天采暖时间为 12 小时。

则每年冬季热泵供暖运行小时数: $(60 \times 0.4 + 15 \times 0.75 + 45) \times 12 = 963 \text{ (h/yr)}$

水泵运行小时数: $(60 + 15 + 45) \times 12 = 1440 \text{ (h/yr)}$

3) 运行费用计算

表 6-8 运行费用计算依据

商用电价: 0.6 元/kWh 煤: 250 元/吨	人工工资: 8000 元/人
天然气: 2.1 元/m ³	冬季供暖期: 120 天
轻柴油: 3 元/升	夏季空调期: 100 天

按上述指标可计算出地源热泵冬季供暖和夏季空调的运行费用, 见下表 6-9。得到设计工况下, 梅江综合办公楼地源热泵供暖空调的运行费用为: 夏季 14.74 元/m²; 冬季 15.61 元/m²; 全年总运行费用为 30.34 元/m²。

按实际运行结果，实验测得 2003 年地源热泵冬季供暖系统的总耗电量为 54150 kW.h，按平均电价 0.6 元/kW.h，得总电费为：3.25 万元，加上设备保养及人工费 0.9 万元，求得实际的单位面积冬季供暖费用为 11.17 (元/m²)，二者的差别是由于设计工况的运行时数高于实际运行时数，详见第四章中表 4-3 的介绍。

表 6-9 地源热泵供暖空调运行费用

计算内容		结果
夏季 能耗	冷热水机组 kW.h	32*2* 722.5 = 46240
	冷热水循环泵 kW.h	7.5*2*1000 = 15000
	冷却水泵 kW.h	7.5*2*1000 = 15000
	夏季总能耗 kW.h	76240
冬季 能耗	冷热水机组 kW.h	40* 963 = 38520
	冷热水循环泵 kW.h	7.5*2*1440 = 21600
	室外循环泵 kW.h	7.5*2*1440 = 21600
	冬季总能耗 kW.h	81720
运行 费用	夏季耗电费用 (万元)	76240*0.6/10000 = 4.57
	冬季耗电费用 (万元)	81720*0.6/10000 = 4.90
	设备保养及人工费 (万元)	1.8
	全年费用 (万元)	4.57+4.90-1.8 = 11.27
	单位面积全年运行费用 (元/m ²)	11.27/0.3715 = 30.34
	单位面积夏季空调费用 (元/m ²)	5.47/0.3715 = 14.74
单位面积冬季供暖费用 (元/m ²)	5.80/0.3715 = 15.61	

并将地源热泵方案与几种常规供暖空调方式进行运行费用的比较，见下表

6-10 和表 6-11，可得到各供暖空调方式运行费用由低到高的排序：

供暖方式：煤锅炉 < 地源热泵 < 天然气锅炉 < 轻柴油锅炉 < 电

空调方式：地源热泵 < 分体空调 < 冷水机组 < 溴化锂直燃机

综合考虑供暖与空调，在现有几种常规供暖空调方式中，地源热泵应为优选方案。

表 6-10 几种供暖方案运行费用比较

热指标 39.57 W/m ² 总供暖面积 3715 m ²	煤	天然气	轻油	电	地热热泵
能源价格	250 元/吨	2.1 元/m ³	3 元/t	0.6 元/度	0.6 元/度
热值	5500 kcal/kg	8500 kcal/m ³	10300 kcal/kg	860 kcal/度	860 kcal/度
效率	0.7	0.85	0.85	0.98	4.0
燃料耗量	8.51 kg/季·m ²	4.54 m ³ /季·m ²	3.74 kg/季·m ²	38.88 度/季·m ²	10.35 度/季·m ²
燃料费用 (元·季·m ²)	2.13	9.52	11.23	23.32	6.21
主机运行费用 (万元)	0.79	3.51	4.17	8.67	2.31
水泵等辅助电费 (万元)		20 (kW) * 1440 (h) * 0.6 元/度 = 1.73 (万元)			2.59 (万元) (30kW)
设备保养及人工费 (万元)	1.2 (1 人)	2.6 (2 人)		1.3 (1 人)	0.9 (0.5 人)
全年运行费用合计 (万元)	6.72	7.87	8.50	11.69	5.80
单位面积供暖费用 (元/m ²)	18.08	21.17	22.88	31.48	15.61

表 6-11 几种空调方案运行费用比较

冷指标 85.14 W/m ² 总空调面积 3715 m ²	分体空调	风源热泵	冷水机组	视比速直燃机	
				天然气	轻柴油
能源电价	0.6 元/度	0.6 元/度	0.6 元/度	2.1 元/m ³	3 元/kg
效率	2.5	5.0	4.5	0.094 m ³ /kW	0.077 kg/kW
燃料耗量	24.89 度/季·m ²	12.45 度/季·m ²	13.83 度/季·m ²	5.85 m ³ /季·m ²	4.79 kg/季·m ²
燃料费用 (元/季·m ²)	14.94	7.47	8.30	12.29	14.38
主机运行费用 (万元)	5.55	2.77	3.08	4.56	5.34
水泵等辅机电费 (万元)	0	30(kW)*1000(h)*0.6元/度 1.80(万元)		35(kW)*1000(h)*0.6元/度 2.1(万元)	
设备保养及人工费 (万元)	0	0.9 (0.5 人)	1.3 (1 人)	2.6 (2 人)	2.6 (2 人)
全年运行费用合计 (万元)	5.55	5.47	6.18	9.26	10.04
单位面积空调费用 (元/m ²)	14.94	14.74	16.64	24.94	27.03

6.3 地源热泵节能与环保效益

地源热泵系统可实现对建筑物的供热和制冷，还可供生活热水，一机多用。一套系统可以代替原来的锅炉加制冷机的两套装置或系统。系统紧凑，省去了锅炉房和冷却塔，节省建筑空间，也有利于建筑的美观。

地源热泵另一个显著的特点是高效节能性，地源温度一年四季相对稳定性，基本稳定在 18~25℃ 之间，夏季低于环境空气温度，冬季高于环境空气温度，地源作为冷热源使得水源热泵的制冷、制热系数要高于常规的冷水机组与空气源热泵机组。因此地源热泵具有更高的节能与环保效益。

6.3.1 地源热泵节能与环保优势

供暖、空调有不同的冷热源选择，如煤、气、油或电，电制冷、吸收式制冷等，这里将常规的燃煤锅炉供暖-电制冷空调方案与地源热泵方案分别折算成标准耗煤量，来比较各自一次能源消耗量，如下：

1、锅炉供暖-电制冷空调方案折算耗煤量

冬季折算耗煤量

$$\begin{aligned} \text{供暖耗煤量} &= \frac{\text{锅炉供热量}}{\text{标准煤热值} \times \text{锅炉热效率}} + \frac{\text{辅机耗电量}}{\text{标准煤热值} \times \text{发电效率} \times \text{输配电效率}} \\ &= \frac{147 \times 963 \times 3600}{7000 \times 4.187 \times 1000 \times 0.7} + \frac{20 \times 1440 \times 3600}{7000 \times 4.187 \times 1000 \times 0.36 \times 0.9} \\ &= 24.84 + 10.92 = 35.76 \quad (\text{t}) \end{aligned}$$

夏季折算耗煤量

$$\begin{aligned} \text{夏季耗煤量} &= \frac{\text{主机与辅机总耗电量}}{\text{煤热值} \times \text{发电效率} \times \text{输配电效率}} \\ &= \frac{81377.8 \times 3600}{7000 \times 4.187 \times 1000 \times 0.36 \times 0.9} = 30.85 \quad (\text{t}) \end{aligned}$$

冬、夏季折算总耗煤量

$$35.76 + 30.85 = 66.61 \quad (\text{t/yr})$$

2、地源热泵方案折算耗煤量

冬季折算耗煤量

$$\text{冬季耗煤量} = \frac{\text{主机与轴机总耗电量}}{\text{煤热值} * \text{发电效率} * \text{输配电效率}} \\ = \frac{81720 * 3600}{7000 * 4.187 * 1000 * 0.36 * 0.9} = 30.98 \quad (r)$$

夏季折算耗煤量

$$\text{夏季耗煤量} = \frac{\text{主机与轴机总耗电量}}{\text{煤热值} * \text{发电效率} * \text{输配电效率}} \\ = \frac{76240 * 3600}{7000 * 4.187 * 1000 * 0.36 * 0.9} = 28.90 \quad (d)$$

冬、夏季折算总耗煤量

$$30.98 + 28.90 = 59.88 \text{ (t/yr)}$$

3、地源热泵环保优势

由上面分别对地源热泵与燃煤锅炉-电制冷空调方案每年折算总耗煤量计算，可得出：地源热泵要比后者节省耗煤量 6.73 (t/yr) 标准煤。

由此参照国内外有关文献，可计算出节省 6.73 (t/yr) 标准煤所能减少的污染量，和相应治理污染量所需的费用，其中的煤渣量换算成普通煤量计算，其它按标准煤量计算，见下表 6-12。

表 6-12 燃煤污染及治理费

	单位	吨/年	每吨治理费(元/吨)	节省治理费(万元/年)
节煤量	吨/年	6.73		
减少二氧化碳	吨/年	4.9129	58	0.03
减少二氧化硫	吨/年	0.2019	1260	0.03
减少氮氧化物	吨/年	0.0606	2000	0.01
减少烟尘	吨/年	0.0471	550	0.00
减少煤渣	吨/年	1.8844	25	0.00
节省治理费总计	万元/年			0.07

6.3.2 地下埋管系统与地下水系统的比较

梅江示范工程采用的是地下埋管地源热泵系统，相对于开采地下水系统，地下埋管地源热泵系统更具有环保优势。

地下水源热泵系统的是以凿井方式抽取地下水作为水源热泵机组的冷热源，换热后地下水应通过回灌井把地下水回灌到原来的地下水层。由于要开采地下水，地下水源热泵系统应用受到许多限制。

1、地下水资源的相关政策与收费

目前全球处于淡水不足的缺水状态，对地下水的过度开采和使用，会导致地下水层紊乱，污染饮用水资源。目前我国已为公认的缺水大国，其水资源的人均占有量不足世界平均水平的 1/4。中国 600 多座城市中就有 400 多座是缺水城市，尤以北京、天津等华北、东北地区最为严重。北京的人均年占有量不足 300m^3 ，只有全国平均数的 1/8、世界人均数的 1/30 (3.3%)。天津情况也更为严重，不得不引滦、引黄济津。

采水量大于回灌量，将导致地面沉降，如天津地区，由于长期过度开采，80 年代后期，天津市中心地下水位埋深已下降至近 100m，年均下降 3~4m。在超采形成的“漏斗”区，地面发生沉降或塌陷。

为保护地下水资源，防止地下水的过度开采，我国已有部分地区对地下水资源的应用进行了严格的控制与收费。如沈阳，地下水收费为 2.6 元/吨，北京也对地下水的使用许可权进行严格的控制及审批，大连和唐山更规定不许进行地下水资源的开采与应用。

天津市水利局规定：自 2003 年 10 月 1 日起，必须按规定安装采水回灌、回扬排污管路和采、灌、排水计量水表。地下水源热泵用户应每月按排水计量水表缴纳地下水资源费，缴费标准按照《津价商<2002>504 号》文件执行——即严格按照 2.7 元/ m^3 标准收费。

可以预见，不久将来，全国各省市也将会出台控制地下水资源及水源热泵应用的有关规定和收费制度。

2、地下水资源可行性分析

在地下水开采政策容许前提下，才有可能探讨地下水源热泵应用的可行性。地下水源热泵系统系统是以丰富和稳定的地下水资源作为先决条件，因此

在决定采用地下水源热泵系统之前，首先要确认该地区是否有地下水资源，要做详细的水文地质调查，甚至要打勘探井，以获取地下水埋深、地下温度、出水量和水质等资料。地下含水层的深度涉及到地下水源热泵系统的经济性，如果地下水位低，不仅凿井投资成本高，潜水泵的耗电也将大大降低系统的效率。地下水温度是否适合作为水源热泵的冷热源，一般地，水源热泵供暖的热源水温度不应低于 8℃，空调的冷源水温度不应高于 30℃。如当地地下水温度不在此温度 8~30℃内，表明该地层水不合作水源热泵的冷热源。

3、地下埋管地源热泵和地下水源热泵的比较

表 6-13 地下埋管地源热泵和地下水源热泵比较

序号	项目	地下水源热泵	地下埋管地源热泵
1	冷热源	地下水	土壤
2	系统循环方式	开式循环	封闭循环
3	适用条件	必须有充足的水资源	必须有埋管的地理条件
4	维护保养	涉及水质存在腐蚀问题，泥沙堵塞管路系统，地下水井的洗井、潜水泵维修等	维护量很少
5	政府政策	限制打井，并收排水费	不限制
6	水资源勘探与环境评估	需要	不需要
7	环境影响	地下水能否全部同层回灌，异层回灌的水资源污染，无回灌造成地面下沉	无
8	初投资比较	根据凿井深度不同而异，一般二者相当	

地下埋管地源热泵系统只取热不取水，没有地下水位下降和地面沉降等问题，不存在腐蚀和开凿回灌井问题，也不存在对大气排热排冷的热污染和排烟、排气、排水等污染，是真正的绿色能源（Green Energy）利用。

6.4 本章小结

1、论文提出了“单位井深换热量成本”指标 (C_{1q})，将埋管的投资折算到单位井深换热量上，将埋管的投资成本和换热性能两主要因素综合体现在一个指标 C_{1q} 中，适用于不同的埋管方式，具有很好的判别性和实用性。评价得到：桩埋管最优，混凝土回填比砂石回填井埋管相对较优，双 U 型比单 U 型优。

2、不同运行工况对指标 C_{1q} 的影响，进口水温升高时，取热工况下 C_{1q} 增加；排热工况会降低 C_{1q} ，流量增加均使两工况的 C_{1q} 降低。

3、梅江综合办公楼地源热泵供暖空调的运行费用为：夏季 14.74 元/m²；冬季 15.61 元/m²；全年总运行费用为 30.34 元/m²。

4、地下埋管地源热泵系统只取热不取水，没有地下水位下降和地面沉降等问题，不存在腐蚀和开凿回灌井问题，也不存在对大气(排热排冷)的热污染和排烟、排尘、排水等污染，是真正的绿色能源利用。

第七章 结论与建议

7.1 结论

本文以埋地换热器和地源热泵为研究对象，理论上着重对埋地换热器与土壤间的传热特性与土壤周围温度场的变化规律，地源热泵系统运行特性及动态仿真开展研究，并进行了相应的实验研究和经济性分析。通过本文研究，得到如下结论：

1、论文针对埋地换热器提出一种新的研究方法——“内热源”模型，区别于以往传热模型，内热源模型考虑湿度迁移、土壤类型等各方面因素，将土壤按不同土质分成 n 个层，每层土质是均质各向同性，并将埋设于土壤中的换热器处理为等效的 n 个内热源，建立了内热源埋地换热器理论模型。

2、采用内热源模型，并结合多孔介质传热传质 Autough2 软件，能模拟地源热泵的任意运行情况，如：连续运行或间隙运行，只有取热或只有排热的单季工况，或既有取热又有排热的双季工况，模拟埋地换热器与土壤间传热及周围土壤温度分布和随时间的变化，这对模拟和预测地下埋管的换热性能、效果和使用年限提供了方法和手段，对地源热泵埋地换热器的设计具有指导价值。

3、论文对单 U 型垂直埋管换热器在不同土壤物性、不同运行方式下周围土壤的传热及温度场进行数值模拟，模拟结果表明：土壤导热系数和热容值均较大的土壤是换热器的理想埋设环境；间隙运行对周围土壤温度的影响明显低于连续运行。

4、论文着重对 U 型垂直埋管换热器管群，在不同运行工况下模拟结果表明：

1) 设定工况下，对由 21 个换热器组成的换热器管群 30 年冬、夏两季运行模拟计算，夏季总排热量大于冬季总吸热量，整个土壤区域的温度呈逐年上升趋势，模拟 30 年后，土壤温度由最初平均温度 15°C 升至 18°C 。

2) 对单季运行二况，只有冬季吸热时，换热器管群运行 5.9 年后，土壤局部地区温度下降至 1.8°C ；只有夏季排热时，运行 13 年后，土壤温度超过 35°C ，已不适用于空调工况。

3) 对埋管换热器地源热泵系统，为实现能长期利用土壤热源的目的，应使每年土壤的取热量和排热量基本达到平衡。当冷、热负荷相差较大时，建议采用“混合式系统”，如“地下埋管-冷却塔”或“地下埋管+辅助热源”的方式。

5、建立了不同方式的埋地换热器单井实验系统；建立了桩埋管和井埋管组

合型的地源热泵示范工程实验系统。进行多种实验，获得了埋地换热器换热性能，和示范工程全年运行的系统性能数据与地下温度大量数据。

6、埋地换热器单井实验表明：回填材料导热性能好将有利于井埋管的换热性能；双 U 型井埋管的换热性能比单 U 型高约 45%；增大进口水温会增强换热器的排热性能而减弱取热性能；流量增大 2 倍左右时，无论排热、取热工况，埋地换热器的 q_L 均增加，约 10% 左右。

7、地源热泵示范工程实验表明：

1) 夏季空调热泵机组制冷系数平均值约 2.7，系统平均值约 1.6。冬季供暖热泵制热系数平均值约 3.5，系统平均值为 1.9。

2) 夏季排热负荷约是冬季吸热负荷的 2.90 倍，累计排热量是累计吸热量的 1.47，使得地下土壤的冷热量不平衡，造成地下土壤温度的升高，经过一年冬、夏季吸排运行，地下土壤温度平均升高了 2.0-4.0℃。这有利于冬季热泵的吸热运行，但不利于夏季空调的排热运行，甚至数年后将无法向地下排热，建议应采用“地下埋管+冷却塔”的“混合式系统”来平衡地下热量。实验结论与理论模拟结果是相吻合的。

8、设计和开发了计算机数据采集和监控系统，该系统含盖了数据采集、运行监控、PLC 过程控制、网络通信等诸多方面的内容，涉及温度、流量和功率信号 48 个。该系统的成功研制具有较高的推广和实际应用价值。

9、通过分析地源热泵系统各部分以及水源热泵机组各部件参数间的相互关系和特征，利用机理建模方法建立了地源热泵系统准稳态物理数学模型。引入模糊智能控制策略，首次进行了连续时间变化的地源热泵系统动态运行仿真。仿真结果控制效果比较理想，不仅动态性能好，而且减小了被控量的稳态静差。并对地源热泵冬季供暖工况仿真模拟，与实测结果相比较，两者吻合较好。

10、论文提出了“单位井深换热量成本”指标 (C_{1q})，将埋管的投资折算到单位井深换热量上，将埋管的投资成本和换热性能两主要因素综合体现在一个指标 C_{1q} 中，适用于不同的埋管方式，具有很好的判别性和实用性。评价得到：桩埋管最优，混凝土回填比砂石回填井埋管相对较优，双 U 型比单 U 型优。

11、地下埋管地源热泵系统只取热不取水，没有地下水位下降和地面沉降等问题，不存在腐蚀和开凿回灌井问题，也不存在对大气(排热排冷的热污染和排烟、排尘、排水等污染，是真正的绿色能源利用。

12、通过本论文的系统研究，表明：针对不同的地质结构、建筑结构和地区气象条件，应选用不同地下埋管换热器形式的地源热泵或混合式地源热泵系统，以达到能源合理利用，技术经济最优目的。得到了许多重要数据和结论，研究方法和成果对地源热泵的研究和应用具有较高的指导价值。

7.2 论文创新之处

1、论文提出了内热源模型，考虑土壤类型、热湿迁移等各方面因素，结合多孔介质传热传质 Autough2 专业软件，能针对地源热泵的任意运行情况，如：连续运行或间隙运行，只有取热或只有排热的单季工况，或既有取热又有排热的双季工况，模拟埋地换热器与土壤间传热及周围土壤温度分布和随时间的变化，这对模拟和预测地下埋管的换热性能、效果和使用年限提供了方法和手段，这种模拟方法与结果在埋地换热器研究中将填补此方面的空白。

2、建立了居国内先进水平的桩埋管和井埋管组合型的地源热泵系统，为地源热泵的应用推广和理论研究提供了参考和技术数据。

3、设计开发了居国内先进水平的地源热泵计算机数据采集和监控系统。该系统涵盖了数据采集、运行监控、PLC 过程控制、网络通信等诸多方面的内容，该系统的成功研制具有较高的推广和实际应用价值。

4、建立了地源热泵系统准稳态物理数学模型，并引用模糊智能控制策略，首次进行了连续时间变化的土壤源热泵系统动态运行仿真，并通过实验结果验证了所建模型的正确性。

5、本文提出的“单位井深换热量成本”指标，将埋管的投资折算到单位管长换热量上，将埋管的投资成本和换热性能两主要因素综合体现在一个指标 C_{in} 中，适用于不同的埋管方式，具有很好的判别性和实用性。

6、本文将地源热泵技术，应用于不同地质结构、建筑结构和地区气象条件下开展了大量的探索性研究工作，得出：因地制宜选用不同地下埋管换热器形式的地源热泵或混合式地源热泵系统等许多重要结论，研究方法和成果对地源热泵的研究和应用具有较高的指导价值。

7.3 进一步研究工作建议

1、论文建立了内热源理论模型，但采用的是专业软件来求解，下一步应研究开发与之相应的模拟软件。

2、要得到和掌握地源热泵长期运行性能和效果，需进行长期的实验和数值测量，尤其是地下温度和热储的变化情况，并对理论模型和模拟结果进行验证。

3、研制开发的 SCADA 系统在实验现场和天津大学之间的数据远传和实时监控尚需进一步完成。

4、机理建模方法，用于分析控制系统的变化趋势取得了比较好的效果，但并不适合对系统性能的精确计算，可研究更为精确的数学分析模型。

主要符号表

符号	名称	单位
a	土壤热扩散率	m^2/s
C	体积热容	$kJ/(m^3 \cdot ^\circ C)$
c	比热	$kJ/(m^3 \cdot ^\circ C)$
D_θ	等温质扩散系数	m^2/s
D_r	热质扩散系数	$m^2/(s \cdot ^\circ C)$
D_{wv}	蒸汽-空气扩散系数	m^2/s
h	焓	kJ/kg
h_{lv}	潜热	kJ/kg
h_m	土壤表面对流传质系数	
K	平均传热系数	$W/(m \cdot ^\circ C)$
M	质量	kg
V	容积	m^3
p	压力	pa
q_{surf}	土壤表面净热流密度	W/m^2
q_v	内热源项, 换热器吸热时, q_v 为负; 换热器放热时, q_v 为正。	W/m^3
q_l	单位管长换热量	w/m
Q_L	平均换热量	kW
r_g	水-空气表面曲率的平均数	m^{-1}
t_0	大地初始温度	$^\circ C$
t	时间	s
W	水流量	m^3/s

	希腊字母	单位
ρ	总(湿)容重	kg/m ³
ε	孔隙度	%
ε_{sat}	饱和土壤孔隙率	%
ε_{rel}	非饱和土壤的相对孔隙率	%
w	质量湿度	%
θ	容积湿度(含水率)	%
ϕ	相对湿度	
φ	饱和度	%
σ	表面张力系数	kg/m
λ	导热系数	W/(m·°C)
ψ_m	土水势	J/kg
μ	粘度	kg/m·s
\bar{j}	质量迁移通量	kg/s·m ²
\bar{n}	土壤表面指向大气方向的单位 矢量	

下标

a	空气
l	液体, 水的液相
v	水的汽相, 水 蒸汽
g	气体
lv	汽液两相
s	土壤固体骨 架
sat	饱和蒸汽
surf	土壤表面
w	水(液 气相)

参考文献

- [1] 21 世纪议程, 中国环境科学出版社, 1993。
- [2] 刘志武, 建筑与绿色技术, 建筑, 2002, 20(3): 37-39。
- [3] L.L. 麦克哈格, 设计结合自然, 北京: 中国建筑工业出版社, 1992。
- [4] 顾国维, 绿色技术及其应用, 上海: 同济大学出版社, 1995。
- [5] 韩冬青, 浅析绿色设计及其在城市建设实践中的难点所在, 建筑学报, 1999, (5): 16-17。
- [6] 王长庆, 绿色建筑技术手册, 北京: 中国建筑工业出版社, 1999。
- [7] 姚江波, 白蔚岩, 绿色建筑与建筑节能, 华中建筑, 2000, 18(2): 69-73。
- [8] 范存养, 龙惟定, 面向地球环境时代的空调技术, 制冷与空调, 2001, 1(1): 23-26。
- [9] 汗琪美, 建筑·生态与节能, 北京建筑工程学院学报, 1999, 15(1): 124-126。
- [10] 王如竹, 关于建筑物节能及复合能量系统的几点思考, 太阳能学报, 2002, 23(5): 322-328。
- [11] 魏东杰, 胡彤, 绿色建筑中暖通空调的应用, 河北建筑科技学院学报, 2003, 20(3): 20-22。
- [12] Ingersoll L.R., et al., Theory of Earth Heat Exchanger for the Heat Pump, ASHRAE, 1951: 167-188。
- [13] L.R. Ingersoll, O.J. Zoble, A.C. Ingersoll, Heat conduction with engineering, Geological and other application, New York, McGraw-Hill, 1954。
- [14] D.P. Hart, R. Couvillion, Earth coupled heat transfer, Publication of the National Water Well Association, 1986。
- [15] P.D. Metz, A simple computer program to model three-dimension underground heat flow with realistic Boundary conditions, Journal of Solar Energy Engineering, 1983, 105: 42-49。
- [16] J.E. Bose, and J.D. Parker, Ground-coupled heat pump research, ASHRAE Trans, 1983, 89(2): 75-390。
- [17] S.P. Kavanaugh, Simulation and experimental verification of vertical ground- coupled heat pump systems: [Ph.D.dissertation], Oklahoma: Oklahoma State

University, 1985.

[18] Eskilson P., Claesson J., Simulation model for thermally interacting heat extraction boreholes, *Numerical Heat Transfer*, 1988, 13(2): 149-165.

[19] V.C. Mei, Theoretical heat pump ground coil analysis with Variable ground far-field boundary conditions, *AIChE Journal*, 1986, 32(7): 1211~1215.

[20] Mei V.C., Heat transfer of buried pipe for heat pump application, *Transactions of the ASME: Journal of Solar Energy Engineering*, 1991, 113(1): 51-55.

[21] C. Yavuzturk, Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems: [Ph.D.dissertation], Oklahoma; Oklahoma State University, 1999.

[22] Tamawski V R and Leong W H, Computer analysis .Design and simulation of Horizontal ground heat exchangers, *International Journal of Energy Research*, 1993, 177: 467-477.

[23] M Piechowski, Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger, Validation and sensitivity analysis. *International Journal of Energy Research*, 1998, 22: 965-979.

[24] Yan Gu and Dennis L. O'Neal, Modeling the effect of backfills on U-Tube ground coil performance, *ASHRAE Trans*, 1998, 104(2).

[25] Yan Gu and Dennis L. O'Neal, Modeling the effect of backfills on U-tube ground coil performance, *ASHRAE Transactions*, 1998, 104(2): 356-365.

[26] Gu, Yian; O'Neal, D.L., Analytical solution to transient heat conduction in a composite region with a cylindrical heat source, *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 1995, 117(3): 242-248.

[27] Allan, Marita L and Kavanaugh, S P, Thermal conductivity of cementitious grouts and impact on heat exchanger length design for ground source heat pumps, *HVAC and R Research*, 1999, 5(2): 87-98.

[28] Thornton, Jeff W and Hughes, Patrick J etc. Residential vertical geothermal heat pump system models: calibration to data, *ASHRAE Trans*, 1997, 103(2): 660-674.

[29] Kavanaugh S.P., Design method for hybrid ground-source heat pumps, *ASHRAE Trans*, 1998, 104(2).

[30] Karsten Pruess, T.N. Narasimhan, A practical method for modeling fluid and heat flow in fractured porous media, *Science of Petroleum Engineers J.*, 1985, 2: 14-26.

[31] Oklahoma State U., Closed-loop/ground-source heat pump system-installation guide, 1988, Prepared for the National Rural Electric Cooperative Association and distributed by the International Ground-Source Heat Pump Association.

[32] Moujaes, Samir F., Cyclic simulation of a model describing heat transfer from a ground-coupled water source heat pump, considering transient effects on both soil and water sides, International Journal of Refrigeration, 1990, 13(5): 330-335.

[33] Cane R.L.D., Forgas D.A., Modeling of ground-source heat pump performance, ASHRAE Transactions, 1991, Pt.1: 909-925.

[34] Lei, T.-K., Development of a computational model for a ground-coupled heat exchanger, ASHRAE Transactions, 1993, 99(pt.1): 149-159.

[35] Abdel-Rahman M. Shurbaji, Fred M. Phillips, Application of a numerical model for simulating water flow, isotope transport, and heat transfer in unsaturated zone, J. of Hydrology, 1995, 171: 143-163.

[36] M Piechowski., Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger, Validation and sensitivity analysis. International Journal of Energy Research, 1998, 22: 965-979.

[37] Yavuzturk Cenk, Spiller Jeffrey D., Rees Simon J., Transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers, ASHRAE Transactions, 1999, 105 (PA): 465-474.

[38] R.E.S. Moya, A.T. Prata, J.A.B. Cunha Neto, Experimental analysis of unsteady heat and moisture transfer around a heated cylinder buried into a porous medium, International J. of Heat and Mass Transfer, 1999, 42: 2187-2198.

[39] Win-Jin Chang, Cheng-I Weng, An analytical solution to coupled heat and moisture diffusion transfer in porous materials, International J. of Heat and Mass Transfer, 2000, 43: 3621-3632.

[40] Hepbashi, Arif, Akdemir, Ozay, Hancioglu, Ebru, Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system, Energy Conversion and Management, 2003, 44(4): 527-548.

[41] 吕灿仁, 热泵及其在我国应用的前途, 动力机械, 1957, (2): 13-19.

[42] 吕灿仁, 热泵与节能, 自然杂志, 1981, 4: 426-429.

[43] 吕灿仁, 马一太, 运用热泵提高低温地热采暖系统能源利用率的分析, 天津大学学报, 1982, (4).

[44] 高祖焜, 土壤热源热泵用于夏季空调的研究, 天津商学院学报, 1991, (1).

[45] 马一太, 张嘉辉, 地源热泵的研究与应用前景分析, 全国高等学校工

程热物理学术会议论文集, 2000, 北京。

[46] 王景刚, 马一太等, 地源热泵的运行特性模拟研究, 工程热物理学报, 2003, 24(3): 361~366。

[47] 王景刚, 自然工质热泵循环和地源热泵运行特性研究: [博士学位论文], 天津: 天津大学, 2003。

[48] 赵军, 竖井埋管型地源热泵地下传热及热力性能研究: [博士学位论文], 天津: 天津大学, 2003。

[49] 李新国、赵军、朱强等, 垂直螺旋盘管地源热泵供暖供冷实验研究, 太阳能学报, 2002, 23(6): 684-686。

[50] 李新国, 汪洪军, 赵军等, 不同回填材料对 U 型垂直埋管换热性能的影响, 太阳能学报, 2003, 24(6): 810-813。

[51] 汪洪军, 李新国, 赵军, 李丽新, 董玉平, 地下耦合地源热泵机组冬季供热性能分析与实验研究, 流体机械, 2003, 31(12): 51-54。

[52] 刘鹏建, 水平盘管土壤热源热泵制冷性能研究及使用可行性分析: [硕士学位论文], 天津: 天津商学院, 1991。

[53] 毕月虹, 太阳能-土壤热源热泵用于冬季供暖的性能研究: [硕士学位论文], 天津: 天津大学, 1995。

[54] 高祖银, 用于供暖的土壤—水热泵系统, 暖通空调, 1995, (4): 9-12。

[55] 刘宪英, 王勇, 胡鸣明, 魏唐棣, 地源热泵地下垂直埋管换热器的试验研究, 重庆建筑大学学报, 1999, 21(5): 21~26。

[56] 刘宪英, 胡鸣明, 地源热泵地下埋管换热器传热模型的综述, 重庆建筑大学学报, 1999, 21(4): 106-111。

[57] 刘宪英, 王勇, 浅埋竖管换热器地源热泵夏季冷试验研究, 暖通空调, 2000, 30(4): 1-4。

[58] 王勇, 付祥钊, 地源热泵的套管式地下换热器研究, 重庆建筑大学学报, 1997, 19(5): 13-17。

[59] 李元仁, 魏先勋, 水平埋地管换热器夏季瞬态工况的实验与数值模拟, 湖南大学学报, 1999, 2

[60] 李元仁, 张旭, 周亚素, 陈沛霖, 土壤源热泵冬季启动工况实验研究, 暖通空调, 2001, 31(1): 17~20。

[61] 周亚素, 张旭等, 土壤热源热泵系统垂直 U 形埋地换热器传热过程及合理间距的分析, 东华大学学报: 自然科学版, 2001, 27(5): 10-15。

[62] 张旭, 土壤源热泵的实验及相关基础理论研究, 殷平主编: 现代空调, 北京: 中国建筑工业出版社, 2001: 75-87。

[63] 崔萍, 方肇洪等, 地热换热器间歇运行工况分析, 山东建筑工程学院

学报, 2001, 16(1): 52-57。

[64] 曾和义, 方肇洪, U 型管地热换热器中介质轴向温度的数学模型, 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 7~11。

[65] 曾和义, 方肇洪等, 竖直埋管地热换热器的稳态温度场分析, 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 1-6。

[66] 曾和义, 刁乃仁等, 地源热泵竖直埋管的有限长线热源模型, 热能动力工程, 2003, 18(2): 166-170。

[67] 曾和义, 方肇洪, 双 U 型埋管地热换热器的传热模型, 山东建筑工程学院学报, 2003, 18(1), p11-17。

[68] 刁乃仁, 曾和义, 方肇洪, 竖直 U 型管地热换热器的准三维传热模型, 热能动力工程, 2003, 18(4): 387-390。

[69] 曾和义, 刁乃仁等, 地源热泵竖直埋管的有限长线热源模型, 热能动力工程, 2003, 18(2): 166-170。

[70] 郝双全, 石文星, 陈华俊, 李先庭, 彦启森, 制冷空调系统计算机仿真技术综述, 制冷与空调, 2002, 2(3): 10-15。

[71] 葛云亭, 房间空调器系统仿真模型研究: [博士学位论文], 北京: 清华大学, 1997。

[72] 石文星, 变制冷剂流量空调系统及其控制策略研究: [博士学位论文], 北京: 清华大学, 2000。

[73] 陈芝久, 阙雄才, 丁国良著, 制冷系统热动力学, 北京: 机械工业出版社, 1998。

[74] 丁国良, 张春路著, 制冷空调装置仿真与优化, 北京: 科学出版社, 2001。

[75] 周兴禧, 周激锋, 王懿等, 变频空调系统特性的仿真研究, 流体机械, 2000, 28(2): 43-47。

[76] 陈华俊, 石文星, 变频压缩机图形法模型研究, 制冷学报, 2001, (2): 17-22。

[77] 郝双全, 石文星, 李先庭等, VRV 空调系统特性与控制策略研究(一)电子膨胀阀蒸发器联合调节特性与控制策略, 流体机械, 2002, 30(增刊): 150-154。

[78] 张春路, 丁国良, 李激, 绝热毛细管性能模拟的平均参数模型, 上海交通大学学报, 1999, 33(8): 934-938。

[79] 刘浩, 张春路, 丁国良, 基于平均比容人工神经网络辨识的绝热毛细管简化模型, 上海交通大学学报, 2000, 34(4): 49。

[80] Huelle Z.R, Matching of the evaporator and thermostatic expand valve

characteristic, in order to achieve system operation without hunting by using a digital computer, Proc. XIII Int. Cong. of Refrigeration, 1971, 11: 751-758.

[81] Bechkey T.j, Modelling and verification of a vapour compression Heat Pump. Proc. IIR Comissions, B1, B2, E1, E2, Purdue, August5-8, 1986: 175-183.

[82] Fumio MATSUOK, Electric Control Methods in matrix form in air Conditioners, Refrigeration, 1984, 59(679): 13-21.

[83] 丁国良, 张春路, 李颀, 神经网络在空调器仿真中的应用研究, 制冷学报, 1999, (2): 31-37.

[84] 丁国良, 张春路, 李颀, 制冷系统仿真中定量参数的神经网络识, 1999, 上海交通大学学报, 33(8): 939-941.

[85] 丁国良, 张春路, 李颀等, 制冷空调装置智能仿真方法初探, 制冷学报, 1998, (2): 10-14.

[86] 丁国良, 李颀, 陈江平等, 制冷压缩机热力性能的神经网络模拟, 上海交通大学学报, 1999, 33(3): 265-267.

[87] 李颀, 神经网络理论在空调器仿真中的应用研究: [硕士学位论文], 上海: 上海交通大学.

[88] 解德强, 单元式燃气压缩式热泵仿真与控制策略研究: [硕士学位论文], 天津: 天津大学, 2001.

[89] 赵毅, 燃气压缩式水-水热泵机组智能控制仿真研究: [硕士学位论文], 天津: 天津大学, 2002.

[90] 童春容, 燃气压缩式热泵系统仿真研究: [硕士学位论文], 天津: 天津大学, 2002.

[91] 梁江, 水-水热泵系统的优化与智能控制: [硕士学位论文], 天津: 天津大学, 2002.

[92] 张世钢, 燃气机热泵仿真与优化匹配研究: [博士学位论文]: 天津: 天津大学, 2003.

[93] Fordsmand, M., Eggers-Lura, A., Factors determining the cop of heat pumps, and feasibility study on its improvement, Heizen mit Sonne, 1980: 85-93.

[94] Fordsmand, M., Eggers-Lura, A., Feasibility study on the improvement of the cop of a heat pump. Heizen mit Sonne, 1980: 174-180.

[95] Geeraert, B., Steffens, J. C., Uuse of soil with and without artificial heat regeneration as a heat source for the heat pump, Heizen mit Sonne, 1980: 94-113.

[96] D.L.Ewert, The development, design, and performance testing of a single-unit dual-source (SUDS) heat pump evaporator, ASHRAE Trans, 1985,

91(2A): 238-257。

[97] MacArthur, Transient heat pump behavior, a theoretical investigation, *Int. J. Refrig.*, 1984, 7(2): 176-184。

[98] R.J.Couvillion, Field and laboratory simulation of earth-coupled heat pump coils, *ASHRAE Trans.*, 1985, 91(Pt2B): 1326-1334。

[99] M. piechoweki, Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: theoretical development, *Int. J. Energy Res.*, 1997(21): 860-872。

[100] M. piechoweki, Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: validation and sensitivity analysis, *Int. J. Energy Res.*, 1998(22): 965-979。

[101] J. Chi and D. Diding, A simulation model of the transient performance of a heat pump, *Int. J. Refri.*, 1982, 5(3): 176-184。

[102] J.W. MacArthur and E. W. Grald, Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data, *Int. J. Refri.*, 1989, 12(1): 29-41。

[103] J. V. C. Vargas and J. A. R. Parise, Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control, *Int. J. Refri.*, 1995, 18(4): 235-243。

[104] Metz, Ground-coupled heat pump system experimental results, *ASHRAE Trans.*, 1983(Pt.2B): 407-415。

[105] Conlin, F. et al, TRNSYS/GROCS simulation of a horizontal coil ground-coupled heat pump, *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 1986, 108(3): 185-191。

[106] D J Roeder, R L Reid, A TRNSYS/GROCS simulation of the Tech house ground-coupled series solar-assisted heat pump system, *Transaction of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, 1983, 105: 446-453。

[107] John A. Shonder, James V. Beck, Determining effective soil formation thermal properties from field data using a parameter estimation technique, *ASHRAE Trans.*, 1999, 105(1): 458-466。

[108] 薛卫华, 变频控制 VRV 空调系统运行特性与能耗分析研究: [博士学位论文], 上海: 同济大学, 2000。

[109] 赵蕾, 变频热泵型房间空调器的工质替代及动态特性研究: [博士学位论文], 西安: 西安建筑科技大学, 2001。

[110] 伏龙, 丁国良, 蒸气压缩式制冷装置仿真的基本理论和热点问题, 2002, 30(4): 59-63。

[111] 周亚素, 土壤热源热泵动态特性与能耗分析研究: [博士学位论文], 上海: 同济大学, 2001。

- [112] 易新, 刘宛英, 神经网络模型在地源热泵地下埋管换热系统中的应用, 流体机械, 2002, 30(8): 45-49.
- [113] Rafferty, Kevin. Capital cost comparison of commercial ground-source heat pump systems, ASHRAE Transactions, 1995, 101(Pt.2): 1095-1100.
- [114] Healy P.F.; Ugursal V.I., Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate, International Journal of Energy Research, 1997, 21(10): 857-870.
- [115] Petit P.J., Meyer J.P., Techno-economic analysis between the performances of heat source air conditioners in South Africa, Energy Conversion and Management, 1998, 39(7): 661-669.
- [116] Shonder John A., Martin Michaela A., McLain Howard A., Comparative analysis of life-cycle costs of geothermal heat pumps and three conventional HVAC systems, ASHRAE Transactions, 2000, 106 (PA): 551-560.
- [117] Parent M., A simplified tool for assessing the feasibility of ground-source heat pump projects, ASHRAE Transactions, 2001, 107 (Part 1): 120-129.
- [118] 王永镖, 李炳熙等, 地源热泵运行经济性分析, 热能动力工程, 2002, 17(6): 565-567.
- [119] 姜宝成, 王永镖等, 地源热泵的技术经济性评价, 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(2)1: 95-198.
- [120] 许淑惠, 邢云红, 地源热泵-供热空调特性及技术经济分析, 北京建筑工程学院学报, 2002.
- [121] 李新国, 赵军, 地源热泵供暖空调的经济性, 太阳能学报, 2001, 22(4): 418-421.
- [122] Hartley, J.G., Black, W.Z., Bush, R.A., Measurements, correlations and limitations of soil thermal stability, Underground Cable Thermal Backfill, S.A. Boggs, et. al., eds., Pergamon Press, Inc., Toronto, Canada, 1982: 121-133.
- [123] L.D. 贝弗尔、W.H.加德纳、W.R.加德纳, 土壤物理学, 农业出版社, 1983.
- [124] 陈振乾、施明恒, 太阳辐射条件下土壤内温湿度场的动态模拟, 太阳能学报, 1998, 19(1): 13-19.
- [125] Karsten Pruess, T.N. Narasimhan, A practical method for modeling fluid and heat flow in fractured porous media, Science of Petroleum Engineers Journal, 1985, 2: 14-26.
- [126] Karsten Pruess, Curt Oldenburg, and George Moridis, TOUGH2 user's guide, Earth science division, Lawrence Berkeley National Laboratory, University of

California, 1999.

[127] Karsten Pruess, TOUGH2-A general purpose numerical simulator for multiphase fluid and heat flow, Earth Science Division, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, Berkeley, CA 94720, May 1991.

[128] 天津市勘察院梅江小区的土工实验报告, 2001 年。

[129] 孙同景, 可编程控制器应用基础, 济南: 山东科学技术出版社, 1995.

[130] Albert W.L. Yao, C.H. Ku, Developing a PC-based automated monitoring and control platform for electric power systems, *Electric Power systems Research*, 2003, 64(2): 129-136.

[131] 姚俊, 马松辉, Simulink 建模与仿真, 西安: 西安电子科技大学出版社, 2002.

[132] 刘金焜, 先进 PID 控制及其 Matlab 仿真, 北京: 电子工业出版社, 2003.

[133] 李祖欣, MATLAB 在模糊控制系统设计和仿真的应用, *系统仿真学报*, 2003, 15(1): 132-134.

[134] 丁国良, 张春路, 基于模型的制冷空调装置智能仿真, *制冷技术*, 2001, (4): 18-21.

攻读博士期间发表论文和科研情况说明

攻读博士期间发表论文：

[1] 李新国、赵军、朱强等，垂直螺旋盘管地源热泵供暖供冷实验研究，太阳能学报，2002，23(6)：684-686。(EI 03187454129)

[2] 李新国，汪洪军，赵军，李丽新，朱强，吕强，不同回填材料对U型垂直埋管换热性能的影响，太阳能学报，2003，24(6)：810-813。(EI 04208164593)

[3] 汪洪军，李新国，赵军，李丽新，董玉平，地下耦合地源热泵机组冬季供热性能分析与实验研究，流体机械，2003，31(12)：51-54。

[4] Li Xinguo, Zhou Qian Zhao Jun, etc, Theoretical and experimental study on ground coupled heat pump with vertical spiral coil, Transaction of Tianjin University, 2003, 9(2): 123-126.

[5] 李新国，薛玉伟，赵军，不同方式地下埋管换热器的实验研究，制冷学报，2004，25(2)：。

[6] 李新国，赵军，周倩，埋地换热器理论模型与周围土壤温度数值模拟，太阳能学报，2004，待发表。

[7] 李新国，赵军，周倩，U型垂直埋管换热器管群周围土壤温度数值模拟，太阳能学报，2004，待发表。

[8] Xinguo Li, Jun Zhao, etc, Inner Heat Source Model with Heat and Moisture Transfer in Soil around the Underground Heat Exchanger, Applied Thermal Engineering, to be publishing.

[9] 薛玉伟，李新国，赵军等，地下水水源热泵的水源问题研究，能源工程，2003(2)：10-13。

[10] 汪洪军，李新国，赵军等，地下耦合地源热泵 SCADA 系统的设计与实现，高等学校工程热物理研究会第十届全国学术会议论文集，2003 年 10 月：192-194。

[11] 李新国，赵军，李丽新，朱强，汪洪军，桩埋管与井埋管换热器实验与数值模拟，高等学校工程热物理研究会第十届全国学术会议论文集，2003 年 10 月：192-194。

[12] 参编《新能源在建筑中的应用》，北京：中国电力出版社，2003。

攻读博士期间负责和参与科研项目：

[1] 天津近郊农业有机污染危害及其修复技术的研究，天津市科技发展计划项目（023112211-2），2002年6月-2004年12月，项目负责人。

[2] 天津市梅江生态小区组合型埋地换热器地源热泵与生态能源建筑研究项目，天津市科技发展计划项目（013112811-1），2002年6月-2003年8月，天津市科委2003年8月鉴定，第2研制人。

攻读博士期间申报专利：

医疗垃圾热解气化焚烧装置，发明专利，申请号：03130137.1。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

致 谢

本论文的工作是在我的导师马一太教授的悉心指导下完成的，马一太教授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。在此衷心感谢三年来马一太老师对我的关心和指导。

非常感谢赵军教授对于我的论文工作所提供的帮助和许多宝贵意见，在此向赵军教授表示衷心的感谢。

感谢天津梅江筹备处王健、崇涛等领导同志，天津房屋鉴定设计院吕强总工以及天津金中大制冷工程公司梁总、高工对地源热泵示范工程实验系统建设提供的大力支持。

在实验系统建设和实验测量期间，李丽新、朱强工程师，汗洪军、韩玉作、余乐渊、齐春华、宋德坤、张春雷、周欣等同学做了许多工作和热情帮助，在此向他们表达我的感激之情。