

学校代号 10532

学 号 S02016108

分 类 号

密 级



湖南大学
HUNAN UNIVERSITY

硕士学位论文

冬冷夏热地区应用地表水源热泵 系统供暖的优化方法

学位申请人姓名 刘婷婷

培 养 单 位 土木工程学院

导师姓名及职称 彭建国副教授 张国强教授

学 科 专 业 供热、供燃气、通风及空调工程

研 究 方 向 地表水源热泵

论文提交日期 2005年3月16日

学校代号: 10532

学 号: S02016108

密 级:

湖南大学硕士学位论文

冬冷夏热地区应用地表水源热泵 系统供暖的优化方法

学位申请人姓名: 刘婷婷

导师姓名及职称: 彭建国副教授 张国强教授

培 养 单 位: 土木工程学院

专 业 名 称: 供热、供燃气、通风及空调工程

论文提交日期: 2005年3月16日

论文答辩日期: 2005年4月28日

答辩委员会主席: 汤广发教授

Optimization Method of Heating Mode for Surface Water Heat Pump
Systems in Areas Cold in Winter and Hot in Summer

by

LIU Tingting

B.E.(Hunan University)2002

A thesis submitted in partial satisfaction of the

Requirements for the degree of

Master of Engineering

in

Heating, Ventilation and Air Conditioning Engineering

in the

Graduate School

of

Hunan University

Supervisor

Associate Professor Peng Jianguo, Professor Zhang Guoqiang

March, 2005

目 录

| | |
|-------------------------------|-----------|
| 摘要 | I |
| Abstract | II |
| 插图索引 | III |
| 附表索引 | V |
| 第 1 章 绪论 | 1 |
| 1.1 问题的提出及课题的意义 | 1 |
| 1.1.1 空调节能问题的提出 | 1 |
| 1.1.2 天然冷热源的利用 | 1 |
| 1.2 国内外水源热泵空调系统研究进展 | 3 |
| 1.2.1 国外研究进展 | 3 |
| 1.2.2 国内研究进展 | 5 |
| 1.2.3 中美合作 | 7 |
| 1.3 本文的研究内容及意义 | 7 |
| 第 2 章 地表水源热泵空调系统概述 | 9 |
| 2.1 水源热泵空调系统工作原理 | 9 |
| 2.2 热泵的分类 | 9 |
| 2.3 地表水源热泵的特点及适用范围 | 11 |
| 2.3.1 地表水源热泵的特点 | 11 |
| 2.3.2 地表水源热泵的适用范围 | 13 |
| 2.4 小结 | 14 |
| 第 3 章 湖南省应用地表水源热泵的实例分析 | 15 |
| 3.1 湖南省应用地表水源热泵空调系统的条件 | 15 |
| 3.1.1 气候条件 | 15 |
| 3.1.2 水资源条件 | 15 |
| 3.1.3 地表水源热泵系统对水源系统的要求 | 16 |
| 3.2 实例分析 | 17 |
| 3.2.1 项目概况 | 17 |
| 3.2.2 水源系统的具体参数 | 18 |
| 3.2.3 可能存在的问题及其解决方法 | 19 |
| 3.2.4 运行效果分析 | 19 |
| 3.3 小结 | 25 |

| | |
|------------------------------------|----|
| 第 4 章 湖水横向水温沿程分布的预测模拟 | 26 |
| 4.1 水温与气温的关系..... | 26 |
| 4.1.1 水温较气温的冬暖夏凉的特点..... | 26 |
| 4.1.2 水温的计算..... | 27 |
| 4.2 湖水横向水温沿程分布模型的建立..... | 29 |
| 4.2.1 国内外研究概况..... | 29 |
| 4.2.2 一维横向水温分布模型的基本方程..... | 30 |
| 4.2.3 模型初始条件及边界条件的确定..... | 31 |
| 4.3 模型中各参数的确定..... | 31 |
| 4.3.1 供回水流量 Q_w 的确定..... | 31 |
| 4.3.2 流散系数 E_L 的确定..... | 32 |
| 4.3.3 水面净热通量 φ 的确定..... | 33 |
| 4.3.4 水密度 ρ 的确定..... | 34 |
| 4.4 方程的数值解法..... | 34 |
| 4.5 程序的编制..... | 35 |
| 4.6 模拟结果与分析..... | 36 |
| 4.6.1 模拟结果..... | 36 |
| 4.6.2 模型验证及误差分析..... | 39 |
| 4.7 小结..... | 41 |
| 第 5 章 地表水源热泵系统供暖模式的优化 | 42 |
| 5.1 地表水源热泵空调系统供暖节能性分析及优化..... | 42 |
| 5.1.1 地表水源热泵系统 HSPF 值的逐日累加算法..... | 43 |
| 5.1.2 地表水源热泵空调系统供暖节能性分析及优化..... | 49 |
| 5.1.3 与风冷热泵系统的供暖节能性比较..... | 52 |
| 5.2 地表水源热泵空调系统供暖经济性分析及优化..... | 56 |
| 5.2.1 地表水源热泵空调系统供暖初投资..... | 56 |
| 5.2.2 地表水源热泵空调系统供暖运行费用..... | 56 |
| 5.2.3 采用费用年值法进行经济性分析..... | 57 |
| 5.2.4 费用年值法计算结果及经济性最优的供暖模式..... | 57 |
| 5.2.5 与风冷热泵系统的供暖经济性比较..... | 60 |
| 5.3 小结..... | 63 |
| 结论 | 65 |
| 参考文献 | 68 |
| 致谢 | 72 |
| 附录(攻读学位期间所发表的学术论文目录) | 73 |

摘 要

实现可持续发展成为世界各国在新时代面临的重大挑战和紧迫任务。在制冷空调领域,在满足人们健康、舒适要求的前提下,优化能源结构,提高能源利用率,可持续开发利用可再生能源,减少常规能源消耗,显得尤为迫切和重要。适应这一要求,作为空调冷热源中能源转换效率最高的热泵应用技术,正受到人们的日益重视和关注。

水源热泵是一种利用地下浅层水资源(地表水或地下水),既可供暖又可制冷的高效节能热泵系统。水源分别在冬季作为热泵供暖的热源,在夏季作为制冷的冷源。由于水源温度较空气源温度稳定,因此水源热泵系统较空气源热泵系统运行会更稳定,而且冬季也不会出现结霜情况。

本文以湖南省湘潭市某水源热泵项目为研究对象,对大规模的湖水水源热泵空调系统相关性能进行了研究。论文首先回顾了国内外地表水源热泵的研究进展,并对该类空调系统的优势及其应用范围进行了分析和总结;通过实地测试,对研究对象冬季供暖工况运行特性和参数匹配进行了试验研究,计算了该系统的性能系数(COP值),分析了其运行状况;为了对供回水管道敷设位置进行优化,本文在分析水温和室外气温关系的基础上,建立了模拟湖水水平方向沿程水温分布的一维模型,运用该模型模拟了作为冷热源的人工湖沿程水温分布,并将模拟结果与实测结果进行了对比和分析,证明了该模型的可靠性和实用性;为了优化系统的供暖模式,本文在温度频段法的基础上,提出了一种简单易行的计算地表水源热泵空调系统制热季节性能系数(HSPF)的方法——逐日累加法,通过计算HSPF值,分析地表水源热泵系统的供暖节能性,提出了节能性能最优的供暖模式;采用费用年值法计算地表水源热泵系统的投资费用,分析供暖经济性,提出了经济性最优的供暖模式;最后,对水源热泵和风冷热泵的系统能耗、HSPF值、投资费用、单位建筑面积费用年值等进行了比较,结果表明,一个供暖季节,采用地表水源热泵系统可以节约31.4%的能耗,单位建筑面积供暖费用年值比风冷热泵系统少2.99元/(m²·a),年运行费用可节省15.59%。揭示了地表水源热泵系统在湖南这类气候地区使用的节能性和经济性优势。

关键词: 地表水源热泵; 供暖; 湖水; 节能; 经济; 优化

Abstract

Sustainable development is a great challenge and an urgent task for all over the world nowadays. In HVAC&R field, while creating good indoor environment to ensure health and comfort of occupants, it becomes extremely exigent and significant to energy conservation and larger environment protection from building standpoint. Energy conservation includes using energy resources which is benefit for the optimization of energy structure, exploiting and utilizing renewable energy resources, and raising conventional energy using efficiency. Surface water heat pumps (SWHPs) are energy-efficient devices for heating and cooling that use surface water as a heat source and sink. They offer many advantages over air-source heat pumps (ASHPs) and avoid frosting in winter due to outstanding heat transfer properties of water and much more favorable temperatures of river or lake water.

Taking an SWHP project in Xiangtan city, Hunan province as an example, the performance of SWHP is investigated in this thesis. Firstly, related literature was reviewed and the application range of SWHP was put forwarded. Based on experiment, the performance of the lake water heat pump system at heating mode was studied, its energy consumption and Coefficient of Performance (COP) were calculated and analyzed. To optimize the installing position of feed and return water pipe in the lake, a model was developed to simulate the horizontal water temperature distribution of small lakes. The simulation result was validated by experiment. Furthermore, in order to determine the optimal heating parameters of the SWHP system, a new simplified procedure to calculate the Heating Seasonal Performance Factor (HSPF) of SWHP systems was proposed. Based on evaluation of heating energy requirement of buildings with daily average water temperature and outdoor air temperature, this model suggest the optimal parameters of the SWHP system. Moreover, the initial and operation costs of the SWHP system were calculated and the annual economical analysis was made. At last, based on the comparison between SWHP system and ASHP system, it was concluded that SWHP can save 31.5% of energy per year and 2.99 yuan/(m²·a) of costs, which indicated the SWHPs are superior to the ASHPs evidently.

Key Words: SWHPs; Heating; Lake water; Energy saving; Economic; Optimization

插图索引

| | | |
|--------|-----------------------------------|----|
| 图 2.1 | 水源热泵夏季制冷工况工作原理示意图 | 9 |
| 图 2.2 | 水源热泵冬季制热工况工作原理示意图 | 10 |
| 图 3.1 | 湖南省 2003 年各地区水资源量对比 | 16 |
| 图 3.2 | 水源热泵机组 | 18 |
| 图 3.3 | 水源回水排放口 | 18 |
| 图 3.4 | 水源水侧混水箱混水示意图 | 20 |
| 图 3.5 | 水源水侧板式换热示意图 | 20 |
| 图 3.6 | 2004 年 12 月 21 日系统运行中各种水温及室外气温变化图 | 23 |
| 图 3.7 | 2004 年 12 月 22 日系统运行中各种水温及室外气温变化图 | 23 |
| 图 3.8 | 2004 年 12 月 23 日系统运行中各种水温及室外气温变化图 | 24 |
| 图 3.9 | 2004 年 12 月 27 日系统运行中各种水温及室外气温变化图 | 24 |
| 图 3.10 | 2004 年 12 月 29 日系统运行中各种水温及室外气温变化图 | 24 |
| 图 3.11 | 2004 年 12 月 30 日系统运行中各种水温及室外气温变化图 | 25 |
| 图 4.1 | 2001 年供暖季节湘潭地区气温及湘江湘潭站水温变化图 | 27 |
| 图 4.2 | 湖水水源供回水示意图 | 30 |
| 图 4.3 | 湖水受冷热负荷水温分布示意图 | 31 |
| 图 4.4 | 长沙地区 1 月 1 日湖水水温沿程分布模拟图 | 36 |
| 图 4.5 | 南昌地区 1 月 1 日湖水水温沿程分布模拟图 | 36 |
| 图 4.6 | 杭州地区 1 月 1 日湖水水温沿程分布模拟图 | 37 |
| 图 4.7 | 武汉地区 1 月 2 日湖水水温沿程分布模拟图 | 37 |
| 图 4.8 | 上海地区 1 月 7 日湖水水温沿程分布模拟图 | 37 |
| 图 4.9 | 长沙地区 7 月 21 日湖水水温沿程分布模拟图 | 38 |
| 图 4.10 | 各地区供暖季节平均水温下的沿程水温分布模拟图 | 38 |
| 图 4.11 | 各地区制冷季节平均水温下的沿程水温分布模拟图 | 39 |
| 图 4.12 | 一维横向模型模拟值与实测值对比 | 40 |
| 图 5.1 | 地表水源热泵系统 HSPF 值逐日累加算法流程图 | 45 |
| 图 5.2 | 水源热泵供热量拟和曲线 | 46 |
| 图 5.3 | 水源热泵供热量拟和曲线与样本曲线对比 | 46 |
| 图 5.4 | 水源热泵输入功率拟和曲线 | 47 |
| 图 5.5 | 水源热泵输入功率拟和曲线与样本曲线对比 | 47 |
| 图 5.6 | 热水出水温度对水源热泵系统供暖耗电量的影响 | 50 |

| | | |
|--------|--------------------------|----|
| 图 5.7 | 热水出水温度对水源热泵系统 HSPF 值的影响 | 50 |
| 图 5.8 | 建筑特点对水源热泵系统供暖耗电量的影响 | 50 |
| 图 5.9 | 建筑特点对水源热泵系统 HSPF 值的影响 | 50 |
| 图 5.10 | 室内设定温度对水源热泵系统供暖耗电量的影响 | 51 |
| 图 5.11 | 室内设定温度对水源热泵系统 HSPF 值的影响 | 51 |
| 图 5.12 | 气象条件对水源热泵系统供暖耗电量的影响 | 52 |
| 图 5.13 | 气象条件对水源热泵系统 HSPF 值的影响 | 52 |
| 图 5.14 | 水源热泵系统与风冷热泵系统逐日耗能量的比较 | 53 |
| 图 5.15 | 风冷热泵供热量拟和曲线与样本曲线对比 | 54 |
| 图 5.16 | 风冷热泵系统的 HSPF 值变化图 | 54 |
| 图 5.17 | 水源热泵与风冷热泵系统 HSPF 值的比较 | 55 |
| 图 5.18 | 单位建筑面积费用年值随选用水源热泵台数的变化图 | 59 |
| 图 5.19 | 单位建筑面积费用年值随选用风冷热泵台数的变化图 | 62 |
| 图 5.20 | 水源热泵与风冷热泵系统单位建筑面积费用年值的比较 | 62 |
| 图 5.21 | 水源热泵与风冷热泵系统供暖各项费用的比较 | 63 |

附表索引

| | | |
|--------|------------------------------|----|
| 表 1.1 | 不同天然冷热源的特点及适用性 | 2 |
| 表 3.1 | 湖南省 2003 年主要地区水资源量 | 16 |
| 表 3.2 | 湖南省湘潭市某地表水源热泵系统工程概况 | 17 |
| 表 3.3 | 水源热泵及水泵性能参数表 | 20 |
| 表 3.4 | 2004 年 12 月 30 日实测数据 | 20 |
| 表 4.1 | 几个地区不同水温平衡精度下的供回水管最小水平距离 | 39 |
| 表 4.2 | 水温实测值与模拟值的比较 | 40 |
| 表 5.1 | 逐日累加法计算地表水源热泵系统 HSPF 值的结果 | 49 |
| 表 5.2 | 水源热泵与风冷热泵系统根据气温调节运行台数的建议值及比较 | 54 |
| 表 5.3 | 水源热泵与风冷热泵系统节能性能最优的供暖模式参数比较 | 55 |
| 表 5.4 | 水源热泵系统初投资的计算 | 58 |
| 表 5.5 | 水源热泵系统运行耗能费及基本电费的计算 | 58 |
| 表 5.6 | 水源热泵系统供暖费用年值的计算 | 59 |
| 表 5.7 | 风冷热泵系统初投资的计算 | 60 |
| 表 5.8 | 风冷热泵系统运行耗能费及基本电费的计算 | 61 |
| 表 5.9 | 风冷热泵系统供暖费用年值的计算 | 61 |
| 表 5.10 | 水源热泵与风冷热泵系统经济性最优的供暖模式参数比较 | 62 |

第 1 章 绪 论

1.1 问题的提出及课题的意义

1.1.1 空调节能问题的提出

随着经济的发展和人民生活水平的提高，公共建筑和住宅的供热和制冷已成为普遍的需求。这必将带来能源消耗的不断增长和与空调相关的环境问题的频繁出现。其实，自“工业革命”以来，人类对能源的需求就一直在增加，特别是进入 20 世纪后，能源的消耗就一直在以几何级数的形式增长。矿物能源的有限储量和能源需求的无限增长之间的矛盾日益突出，由此而引发的能源和环境污染等问题受到了全世界的共同关注。挪威前首相布伦特兰夫人在其所主持的联合国世界环境与发展委员会（WCED）上首次提出了“可持续发展”的概念，即江泽民同志所说的“所谓可持续发展，就是既要考虑当前发展的需要，又要考虑未来发展的需要，不要以牺牲后代人的利益为代价来满足当代人的利益”。

在发达国家中，建筑物的能耗约占一个国家总能耗的 30%~50%，而其中用于暖通空调的则要占到一半以上。在我国，建筑能耗占总能耗的 19.8%^[1]，随着我国经济的飞速发展，建筑能耗占总能耗的比例将不断增长。我国的能源结构主要依靠矿物燃料，特别是煤炭。矿物燃料燃烧产生的大量污染物，包括大量 SO₂、NO_x 等有害气体以及 CO₂ 等温室效应气体。由于国家的经济发展状况和政策的影响，在相当长的时期中，北方一般以燃煤锅炉解决冬季取暖问题，在南方以水冷机组解决夏季制冷问题。在 20 世纪 80 年代以后，制冷机组的方式开始多样化，此时，出现了溴化锂机组、风冷机组等，机组的容量也从原有的大中型机组过渡为大中小型机组，在 20 世纪 90 年代以后，对于取暖方式也开始有新的尝试和探讨，特别是随着可持续发展和公众环保意识的提高，世界和中国的能源利用结构都正在转变，从原有的煤、石油取暖过渡到天然气及电等清洁能源取暖。我国中南部一些冬冷夏热地区夏季需要制冷，冬季需要供热，目前这些地区所用的采暖降温设备多为分散在各用户的电暖器和空调器，耗电量相当大。天然气和石油等都属于不可再生的能源，从可持续发展的角度看，利用可再生能源及提高能源利用效率是降低建筑能耗的根本途径。

1.1.2 天然冷热源的利用

从 19 世纪工业革命以来，世界人口急剧增长，人民生活条件也在不断改善，因而带来了能源消耗的大幅度增加。因为现有的常规能源中煤和石油是矿物燃料，

储量有限,属于不可再生能源;而核裂变的能量不可能长期满足人们不断增长的需求,因此未来永久性的能源应该是太阳能和核聚变能^[2]。

太阳能是一种巨大的能源,每天到达地球表面的太阳辐射能大约相当于 2.5 亿万桶石油所能提供的能量;太阳能可以再生,取之不尽、用之不竭;在工业越来越发达而环境污染越来越严重的今天,太阳能却是非常干净的能源;太阳能可以在当地取得,大大节省了使用矿物燃料时所需的运输费用。但是太阳能是一种低密度、间歇性的能源,这就对太阳能的收集和应用提出了更高的要求,成本问题是太阳能推广应用的重要障碍之一。

地球是一个巨大的蓄热体,热容量大,具有良好的蓄放热特性,特别适合于作为季节性储能的介质。相对于地球表面的空气和水来说,地下含水层(一般在地下 10 m 以下)温度相当于该地全年平均温度,不受季节变化的影响。江河湖海的地表水在一年内温度变化也较小,相对于空气温度来讲具有冬暖夏凉的特点。因此,使用地下水或地表水作为空调系统的冷热源不失为一种高效利用太阳能的好方法。

表 1.1 是美国采暖制冷与空调工程师学会(ASHRAE)对常用空调冷热源特点及适用性的评价^[3]。

表 1.1 不同天然冷热源的特点及适用性

| 冷热源类型 | 适用性 | 可获取性 | 温度稳定性 | 工程应用 | |
|-------|---------|------|-------|----------|---------------|
| | | | | 广泛性 | 缺点 |
| 空气 | 好的热源(汇) | 随处可得 | 变化极大 | 使用最广泛 | 极限条件下出力不足 |
| 地表水 | 流量大时较好 | 受限 | 可以接受 | 一般 | 受法规限制,需水质处理 |
| 土壤 | 湿土壤好 | 难确定 | 稳定 | 较少,呈上升趋势 | 初投资太高 |
| 地下水 | 很好 | 难确定 | 非常稳定 | 广泛 | 受法规限制,有时需水质处理 |
| 太阳能 | 一般 | 随处可得 | 变化极大 | 非常有限 | 需辅助热源和蓄热装置 |

由表 1.1 可以看出,各种天然冷热源都有其优点和局限性,因此针对不同地区不同应用条件都应综合考虑各种因素,以确定最佳冷热源类型。在我国中南部冬冷夏热地区,如果空调建筑物附近有可利用的海、湖、水池或人工湖,在考证水源的可靠性并采取适当措施改善水质的前提下,地表水将可能成为最理想的空调冷热源。

本文拟以湘潭市某人工湖水源地热泵空调系统为研究对象,研究地表水作为空调冷热源在夏热冬冷地区的实用性。通过模拟湖水水平方向的沿程水温分布,分

析计算湖水水源热泵系统供暖的能耗和投资费用，对其冬季供暖模式进行优化调节。

1.2 国内外水源热泵空调系统研究进展

1.2.1 国外研究进展

在国外，早期的水源热泵以中小型单元式热泵机组为主。随着集中供冷供热技术在欧美、日本等国家的普遍发展，大型水源热泵装置逐渐在集中供冷供热系统中得到应用。美国从 20 世纪 80 年代初开始，在能源部（DOE）的直接资助下由 ORNL（橡树岭）、BNL（布鲁克黑文）等国家实验室和 Oklahoma 州大学等研究机构开展了大规模的研究，为土壤源热泵的推广起到了重要的作用。欧洲在 80 年代初先后召开了 5 次大型的土壤源热泵专题国际学术会议。

水源热泵真正意义的商业应用也只有近十几年的历史，但发展相当迅速。如美国，到目前为止已安装了 400 000 台，而且每年以 10% 的速度稳步增长。1998 年美国商业建筑中水源热泵系统已占空调总保有量的 19%，其中新建筑占 30%。美国水源热泵工业已经成立了由美国能源环境研究中心（Energy & Environmental Research Center）、美国地下水资源联合会（National Ground Water Association）、爱迪生电力研究所（Edison Electric Institute）及众多水源热泵制造设计销售公司以及政府机构和建筑商等 146 家成员组成的美国水源热泵协会，该协会在近年中将投入 1 亿美元从事开发、研究和推广工作。当时美国计划在 2001 年达到每年安装 40 万台水源热泵的目标，其中利用地下水和地表水的占 15%，这样可降低温室气体排放 1 百万吨，相当于减少 50 万辆汽车的污染物排放或种植树 40.5 亿 m^2 ，年节约能源费用达 4.2 亿美元，此后，每年节约能源费用再增加 1.7 亿美元。美国的水源热泵的研究和应用更偏重于住宅和商业小型系统，多采用水-空气系统。在大型建筑方面，美国推行水环热泵（WLHP）系统。

与美国的水源热泵发展有所不同，中、北欧如瑞典、瑞士、奥地利、德国等国家主要利用浅层地热资源，地下土壤埋盘管（埋深 $< 400\text{ m}$ ）的地源热泵，用于室内地板辐射供暖及提供生活热水。据 1999 年的统计，在家用的供热装置中，地源热泵所占比例，瑞士为 96%，奥地利为 38%，丹麦为 27%。同时，中、北欧海水源热泵的研究和应用也比较多。1981 年，瑞典建成了第一个利用净化后的城市生活废水作热源的水源热泵集中供热系统^[4]。

目前，水源热泵在法国和美国发展较快，市场总额年增长率达 45% 以上；在瑞典、奥地利、荷兰、日本等国家也得到了很好的发展。仅有 9 百万人口的瑞典，现已有了比欧洲其他国家都好的水源热泵销售市场，与 2000 年的 24 000 台套相比，2002 年销量达到 39 000 台套；在挪威，销量也以惊人的速度在增长，由 2001 年 6 500 台套增至 2002 年的 15 000 台套，2003 年，其政府采取对“所有新的空

调设备的安装有 650 欧元的补贴”措施，因此，水源热泵销量的增长仍然可观。

在地表水源热泵应用方面，国外早期利用河水作为热泵热源的例子很多，如 20 世纪 50 年代初建成的伦敦皇家节日音乐厅（用 Thames 河的河水）、苏黎世市的联邦工艺学院（用 Limmat 河的河水）等^[5]。在日本，20 世纪 80 年代以后建成了不少利用地表水、城市生活废水及工业废水的水源热泵集中供冷供热系统，如东京幕张地区利用城市生活废水的水源热泵系统；80 年代初建成的东京箱崎地区区域供冷供热工程是首次采用了隅田川的河水作为热泵热源，第一期工程规模为 11 000 kW，具有 4 980 m³ 的蓄热槽^[6]。由于这类水源热泵系统对于节能和环保都非常有利，近年来在日本发展非常快，一些新建的水源热泵集中供冷供热系统相继投入运行。利用海水作为热泵热源的实例也很多（包括以海水作为制冷机的冷却水），如 70 年代初建成的悉尼歌剧院。日本 90 年代初建成的大阪南港宇宙广场区域供热供冷工程，利用海水为 23 300 kW 的热泵提供热源。北欧诸国在利用海水热源方面具有丰富的实践经验。以瑞典为例，1 MW 以上的热泵装置中约 30% 为海水热源，其中 10 MW 以上的采用多级大型离心制冷机，中型的采用螺杆式制冷机。热泵将低温的海水温度提升到 50~80℃ 作供热用^[5]。

在地表水源热泵技术研究方面，Kavanaugh S P 于 1989 年首次提出只要设计安装适当，地表水源热泵空调系统将具有非常吸引人的性能特征^[7]。随后，Kavanaugh S P 等人在 1991 年的研究中指出地表水源热泵由于采用了江、河、湖水为热源和热汇，水源温度冬暖夏凉，热传递特性良好，因此比空气源热泵具有更多优势^[8]。文献[7,9,10]讨论了地表水源热泵的优势和局限性。

Kavanaugh S P 对美国南部利用湖水作为热源（汇）的水-空气型热泵系统的运行进行了调查研究^[7]。在文献[11]中，Kavanaugh S P 探讨了提高单元式水-空气型热泵性能的可行方案。在文献[8]中，Kavanaugh S P 等人研究了专为美国南部地区设计的两台水-空气型热泵的性能。Rackliffe 和 Schabel 提供了纽约一单户住宅的 15 台地下水源热泵的监测结果^[12]。Niess 对闭式水环热泵和地下水源热泵在商业建筑中的应用进行了评论^[13]。Phetteplace 对使用热泵进行废水热回收的可行性进行了调查研究^[14]。Berntsson 讨论了包括工业用在内各种热泵的冷热源^[15]。

1988 年，Johnson 等人开展了浅水池地下耦合热泵的实验^[16]，并于 1989 年被 Mohammed-Zadeh 等人理论系统化，建立了一系列理论预测模型^[17]。这些理论预测模型最大的缺点在于占用 CPU 太多。1990 年，Ünsal 采用复杂有限傅立叶变换法得到了精确的地下球形或圆柱型季节蓄热水池瞬时热传导的年周期性预测结果，这些蓄热水池可用作蓄能系统的模拟研究，将复杂有限傅立叶变换分析方法应用于模拟中可大大缩减 CPU 占有率^[18]。2000 年，Yumrutas 等人将 Ünsal 的研究成果扩展应用至采用大型半球状浅水池作为地热源的住宅热泵系统的年周期性性能预测中，提出一种混合分析计算方法，根据该方法使用 Fortran 语言编制计算

机程序计算分析土壤年周期性瞬时温度分布, 浅水池水的瞬时温度, 以及热泵系统的热性能^[19]。

2003年, 土耳其 Cukurova 大学的 Büyükcalaca 等人对 Seyhan 河及湖水作为热泵的热源(汇)的可行性进行了实验研究^[20], 届时, 有关利用江、河、湖或地下水作为热源(汇)的热泵系统在土耳其非常少, Büyükcalaca 等人在土耳其濒临 Seyhan 河的一南部城市 Adana 市, 对 Seyhan 河作为热泵系统热源(汇)的可能性进行了调查研究, 对 Seyhan 河全年(1999年11月至2000年11月)水温变化进行监测并与相应环境温度进行了比较, 研究结果表明, 利用 Seyhan 河水代替空气作为热源(汇)在整个供暖或供冷季节都更有优势, 供暖季节末(3月中旬至4月底)除外。关于这一点, Sauer J H 和 Howell R H 曾经指出一个热泵系统使用多种热源(汇)以达到最佳的设计方式^[21]。

芬兰的 Tampere 科技大学学者 Antero AITTOMÄKI 在 2003 年对寒冷地区采用湖水作为热源进行研究, 为了证明寒冷气候条件下地表水源作为热源的可能性, 建立了一个模型来模拟湖水温度分布, 以研究水或表面冰层与大气之间的热交换以及垂向水体内部的热交换。并研究了稳态条件下取热管道周围结冰情况, 利用该模型可研究不同取热系数的影响^[22]。

从工程方面讲, 对地表水的利用在取水结构和处理方面要花费一定的投资, 如清除浮游垃圾及海洋生成物, 防止污泥进入, 影响换热器的传热效率, 以及采用防蚀的管材或换热器材料避免海水对普通金属的腐蚀。此外, 河川水和海水经升温后再排入, 对自然界生态有无影响, 也是有关专家所关注的问题。

1.2.2 国内研究进展

与国外相比, 我国的水源热泵研发起点较晚, 但由于我国的开发研制、推广使用, 水源热泵已经在推广速度上远远超过了国外, 作为中央空调大面积推广。在 2002 年第 7 届国际能源署 (IEA) 热泵会议上, 各国的专家对中国水源热泵技术的崛起惊叹不已, 国际地源热泵协会主席 (德国) 鲍斯先生说: “中国的地热利用起点较晚, 发展却很快, 中国推广使用水源热泵中央空调的速度, 在我们国家看来都是惊人的。” 日本的地源热泵协会李博士等人讲: “水源热泵在中国发展得这么快, 这是值得我们深思的。” 另外, 第 7 届 IEA 热泵国际会议在我国召开, 说明了中国的地温利用引起了世界的高度关注, 地温空调技术在国际上也处于了非常先进的地位。

中国最早在 20 世纪 50 年代, 就曾在上海、天津等地尝试夏取冬灌的方式抽取地下水制冷, 天津大学热能研究所吕灿仁教授开展了我国热泵的最早研究, 1965 年研制成功国内第一台水冷式热泵空调机^[23]。

20 世纪 80 年代初, 天津大学和天津商学院率先在地热供暖方面开展了一系

列理论和试验工作，华中理工大学 80 年代末也开始了水源热泵供暖方面的研究，而最早开展水源热泵在夏季空调方面研究的是天津商学院。从 1998 年开始，国内数家大学建立了水源热泵试验台，且大多数可以进行地下埋管换热器与水源热泵设备的长期联合运行。其中 1998 年重庆建工学院建设了包括浅埋管换热器和水平埋管换热器在内的实验装置；湖南大学 1998 年建设了水平埋管地源热泵实验装置；同济大学 1999 年建设了垂直地源热泵装置，这些实验装置为中国深入开展地源热泵的研究提供了极为有效的工具^[24~27]。此外，清华大学、重庆大学、中国科学院广州能源研究所等多家大学和研究机构都在对水源热泵进行研究。其中清华大学经过多年的研究已形成了产业化的成果，已建成数个示范工程。20 世纪 90 年代我国黄海之滨的青岛东部开发区和高科技工业园区开始尝试采用大型海水热源热泵站供热。

自 20 世纪 90 年代初期以来，在国家自然科学基金委员会的资助下，国内开始了对土壤源热泵的探索性研究，但在如何有效地降低系统初投资、保证系统的可靠运行等方面的研究一直没有突破。其主要的原因是已开展的研究绝大多数都局限于对所建立的实验系统进行性能测试并与传统的空气热源热泵性能进行技术经济比较，从而得出土壤源热泵节能的一般性结论。由于缺乏对埋地换热器在土壤中复杂的传热、传质综合传递过程的深入研究，使得这些结论只适用于某一具体实验系统，所提供的基础数据较少而不能作为设计依据。

在理论研究方面，文献[28]提出水源热泵空调系统运行能耗静态评价法。并以此首次提出水源热泵空调系统节能运行区的概念，即水源热泵空调系统运行能耗比常规空调系统低的区域。文献[29]提出用计算机动态模拟方法对闭式环路水源热泵系统的运行能耗进行了分析；文献[30]模拟了大口井（直径分别为 1.2 m、0.8 m，深度为 10 m）水源热泵的冬季运行工况，结果表明大口井中的井水流动为均匀下降。文献[31]对水源热泵在冬冷夏热气候地区进行了经济性分析，以假定建筑面积及冷负荷为例，对水源热泵冷热水机组、风冷热泵机组、溴化锂直燃机组、水冷冷热水机组+燃油热水锅炉的四种冷热源方案，利用净现值成本法进行了经济性比较，证明了水源热泵空调系统在湖南地区有较好的经济性。目前国内对于开式地表水源热泵的研究还是很有限。

在实际应用方面，由于土壤源热泵系统复杂，技术难度大，目前在我国实际应用并不多。而水源热泵（特别是地下水热泵系统）的应用工程已经相当多。但是根据调查，真正成功的例子并不多。文献[32]介绍了山东省聊城市某湖水水源热泵空调系统的实例，探讨了这种系统的运行工况与规律，对比分析了其初投资和运行费用。中国水源热泵的研究和应用才刚刚起步，与国外相比，在热泵机组的优化设计、产品质量和工程技术上还存在着较大差距，地表水热泵系统更是如此。

1.2.3 中美合作

目前,世界特别看好中国的市场。美国能源部和中国科技部于1997年11月签署了中美能源效率及可再生能源合作议定书,其中主要内容之一是“水源热泵”,该项目拟在中国的北京、杭州和广州3个城市各建一座采用水源热泵供暖空调的商业建筑,以推广运用这种“绿色技术”,缓解中国对煤炭和石油的依赖程度,从而达到能源资源多元化的目的。据称“华亭嘉园”即是此项目的应用。2000年6月19日至23日在北京由国家科学技术部高新技术开发与产业化司召开了中美地热泵技术交流会,会议的主题就是“提供运用地热泵技术为住宅小区或公用楼宇采暖制冷,大幅降低运行费用的节能解决方案”的主题。与此同时,科技部委托的中国企业公司酝酿将美国的水源热泵技术及设备引进中国市场,这项举措促进了我国水源热泵的市场化、产业化发展,并将使我国水源热泵的研究开发尽快跟上国际潮流。

如今,中国面临着巨大的能源压力。一方面,中国的经济要保持较高速度的增长,另一方面,又必须考虑环保和可持续发展问题。所以要求提高能源利用效率,要求能源结构调整。能源利用效率提高,会鼓励各种节能设备和技术的推广,能源结构调整的方向就是从以煤为主转为以燃气,直至以电为主。在中国的能源消耗中,建筑耗能的比例相当高。为了适应市场要求和参加国际竞争,我们必须加快中国品牌的水源热泵的产业化研究开发。

随着中国经济的快速发展,目前全球空调产业加快了向中国的转移速度,中国已成为名副其实的世界空调制冷设备制造基地,生产总量仅次于美国,迅速上升到全球第二位。这种全球化趋势将进一步带动和促进我国水源热泵技术的研究开发,同时促进产品相关因素:品牌、营销策略、核心技术等方面加快进步,从而推动热泵技术开发应用的良性循环发展。

1.3 本文的研究内容及意义

本论文以湖南省湘潭市某地表水源热泵项目为研究对象,对大规模的湖水水源热泵空调系统相关性能进行了研究。论文分析和总结地表水源热泵空调系统的优势和适用范围。通过对湖南省气候条件、水资源条件、地表水源热泵系统对水源系统要求的分析,探讨该系统在湖南省应用的可行性;通过对研究对象冬季供暖工况的试验研究,计算分析其性能系数(COP值),掌握其运行特性和规律,证明该系统在湖南省运用的节能性、高效性和稳定性,为在我国其他冬冷夏热地区应用地表水源空调系统提供基础数据资料 and 实际经验。

本文在分析水温和室外气温关系的基础上,建立模拟湖水水平方向的沿程水温分布模型,并运用该模型对作为冷热源的人工湖水温沿程分布进行预测模拟,并将模拟结果与实测结果进行了对比和分析,以验证此模型的可靠性和实用性。

国内现有水温分布模型的研究多集中在深水库垂向水温研究，浅水池或人工湖等地表水体由于湖深较小，垂向可以认为是均匀分布，而空调系统取水与回水的温差将对水平方向水温的沿程分布产生影响。本文对作为水源热泵空调系统热源（汇）的人工湖横向水温分布进行模拟，可以预测某个平衡水温条件下所对应的水温沿程分布情况，从而优化水源热泵系统供回水管道的敷设位置。

为了判断某一建筑采用地表水源热泵系统的可行性、合理性及节能性，需要将气象条件、建筑类型和规模、水源和相关地质水文条件等因素对水源热泵系统全年运行能耗的影响进行计算机模拟分析。本文在温度频段法基础上，提出一种简单易行的计算地表水源热泵空调系统制热季节性能系数（HSPF）的方法——逐日累加法，通过计算 HSPF 值以及湖水水源热泵系统的能耗，提出地表水源热泵系统节能性能最优的供暖模式。通过对水源热泵和风冷热泵系统的能耗、HSPF 值的比较，证明地表水源热泵系统在湖南这类气候地区使用具有明显的节能优势。通过计算湖水水源热泵系统的初投资以及运行费用，采用费用年值法分析其供暖经济性，提出地表水源热泵空调系统经济性最优的供暖模式。通过对水源热泵和风冷热泵的系统初投资、费用年值等的比较，证明地表水源热泵系统在湖南这类气候地区使用的经济性优势。

国内现有对水源热泵空调系统的研究多集中在地下水源热泵或地下耦合水源热泵系统，对开式地表水源热泵空调系统方面的优化研究很少。本文提出的优化方法简单易行，用户可以根据计算结果，非常方便地选择水源热泵机组台数，避免了选择机组的盲目性。也为其他适合使用地表水源热泵的地区使用该系统提供借鉴和理论依据，达到推广这种既经济且节能的空调系统的目的。

第 2 章 地表水源热泵空调系统概述

2.1 水源热泵空调系统工作原理

作为自然现象，热量总是从高温端流向低温端。但如同水泵把水从低处提升到高处那样，人们可以用热泵技术把热量从低温端抽吸到高温端。所以热泵实质上是一种热量提升装置，它本身消耗一部分能量，把环境介质中储存的能量加以挖掘，提高温位进行利用，而整个热泵装置所消耗的功仅为供热量的 1/3 或更低，这就是热泵节能的关键所在。

水源热泵机组的工作原理就是利用地球表面浅层地热能如土壤、地下水或地表水（江、河、海、湖或浅水池）中吸收的太阳能和地热能而形成的低位热能资源，采用热泵原理，通过少量的高位电能输入，在夏季利用制冷剂蒸发将空调空间中的热量取出，放热给环流中的水，由于水源温度低，所以可以高效地带走热量；而冬季，利用制冷剂蒸发吸收环流中水的热量，通过空气或水作为载冷剂提升温度后在冷凝器中放热给空调空间。通常水源热泵消耗 1 kW 的能量，用户可以得到 4 kW 以上的热量或冷量。图 2.1、2.2 为水源热泵工作原理示意图。

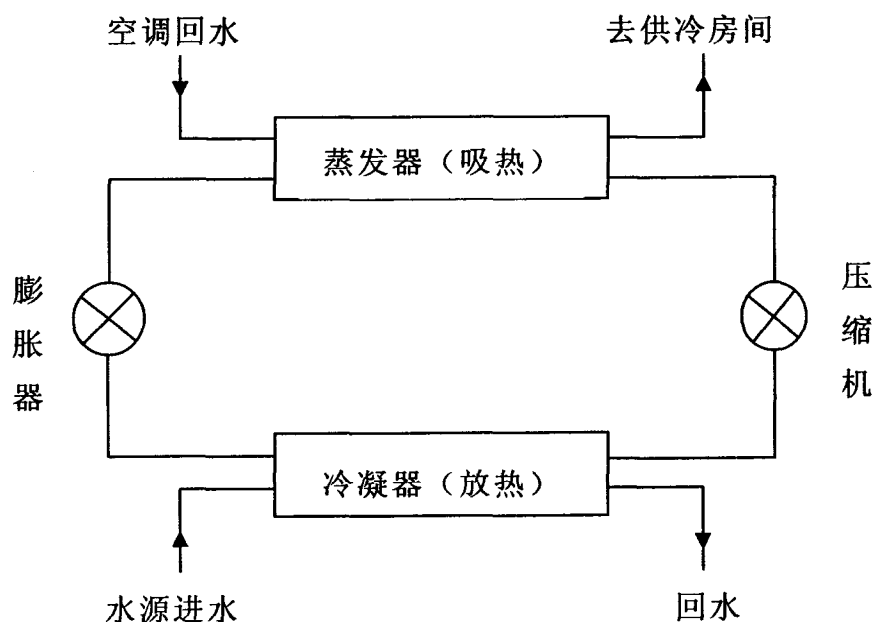


图 2.1 水源热泵夏季制冷工况工作原理示意图

2.2 热泵的分类

根据热泵的热源介质来分，热泵可分为空气源热泵和水源热泵，而水源热泵又分为水环热泵、地下水源热泵、地表水源热泵和土壤源热泵^[33]。水源热泵在国

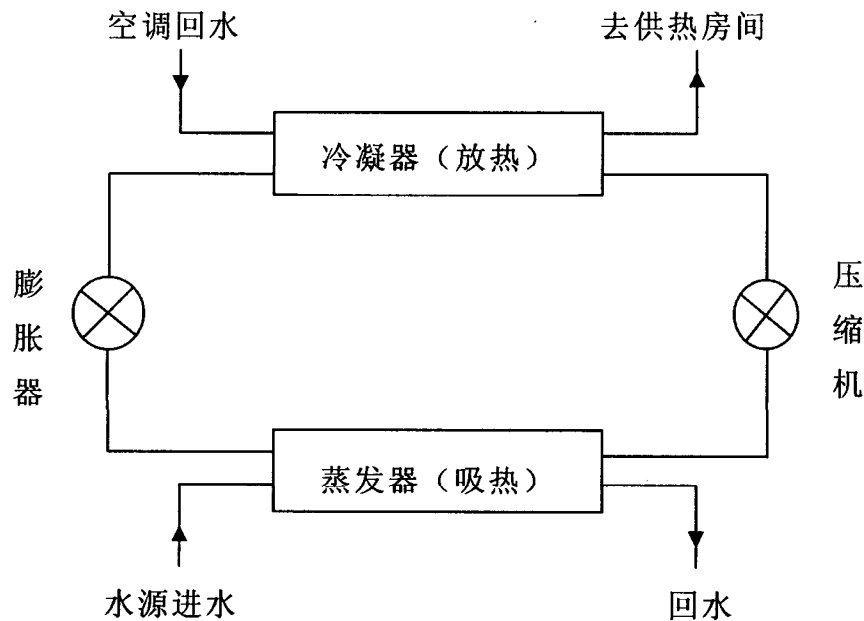


图 2.2 水源热泵冬季制热工况工作原理示意图

内的应用刚刚起步，有关地源热泵的术语很多，也很不规范，为了避免混淆，现统一采用 ASHRAE 1997 年规定的标准术语。

空气源热泵系统（Air-Source Heat Pump, ASHP）的热源（汇）是室外空气。也称风冷热泵。在供热工况下将室外空气作为低温热源，从室外空气中吸收热量，经热泵提高温度送入室内供暖。在制冷工况下将室外空气作为排热源，从室内吸收热量排至室外空气中。空气源热泵系统简单，初投资较低。空气源热泵的主要缺点是在夏季高温和冬季寒冷天气时热泵的效率大大降低。而且，其制热量随室外空气温度降低而减少，这与建筑热负荷需求趋势正好相反。因此当室外空气温度低于热泵工作的平衡点温度时，需要用电或其他辅助热源对空气进行加热。此外，在供热工况下空气源热泵的蒸发器上会结霜，需要定期除霜，这也消耗大量的能量。在寒冷地区和高湿度地区热泵蒸发器的结霜可成为较大的技术障碍。在夏季高温天气，由于其制冷量随室外空气温度升高而降低，同样可能导致系统不能正常工作。空气源热泵不适用于寒冷地区，在冬季气候较温和的地区，如我国长江中下游地区，已得到相当广泛的应用。

水环热泵系统（Water-Loop Heat Pump, WLHP）是充分利用室内余热的一种热泵，冬季当室内余热不足时，可利用锅炉进行加热；夏季当室内余热过多时，可利用冷却塔进行排热。

地下水源热泵系统（Ground-Water Heat Pump, GWHP）的热源（汇）是从水井或废弃的矿井中抽取的地下水。经过换热的地下水可以排入地表水系统，但对于较大的应用项目通常要求通过回灌井把地下水回灌到原来的地下水层。最近几年地下水源热泵系统在我国得到了迅速发展。但是，应用这种地下水热泵系统也受到许多限制。首先，这种系统需要有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热泵系统之前，一定要做详细的水文地质调查，并先打勘测井，以获取地下温度、地下水深度、水质和出水量等数据。地下水热泵系统的经济性与地下水层的深度有很大的关系。如果地下水位较低，不仅成井的费用增加，运行中水泵的耗电将大大降低系统的效率。此外，虽然理论上抽取的地下水将回灌到地下水层，但目前国内地下水回灌技术还不成熟，在很多地质条件下回灌的速度大大低于抽水的速度，从地下抽出来的水经过换热器后很难再被全部回灌到含水层内，造成地下水资源的流失。此外，即使能够把抽取的地下水全部回灌，怎样保证地下水层不受污染也是一个棘手的课题。水资源是当前最紧缺、最宝贵的资源，任何对水资源的浪费或污染都是绝对不可允许的。国外由于对环保和使用地下水的规定和立法越来越严格，地下水热泵的应用已逐渐减少。

地表水热泵系统（Surface Water Heat Pump, SWHP）的热源（汇）是池塘、湖泊或河溪中的地表水。在靠近江河湖海等大体量自然水体的地方利用这些自然水体作为热泵的热源（汇）是值得考虑的一种空调热泵的型式。当然，这种地表水热泵系统也受到自然条件的限制。此外，由于地表水温度受气候的影响较大，与空气源热泵类似，当环境温度越低时热泵的供热量越小，而且热泵的性能系数也会降低。一定的地表水体能够承担的冷热负荷与其面积、深度和温度等多种因素有关，需要根据具体情况进行计算。这种热泵的换热对水体中生态环境的影响有时也需要预先加以考虑。

土壤源热泵系统（Ground-Coupled Heat Pump, GCHP）是利用地下岩土中热量的闭路循环的地源热泵系统。通常也称为“闭式环路地源热泵”（Closed-Loop Ground Source Heat Pump）以区别于地下水热泵系统，或直接称之为地源热泵。它通过循环液（水或以水为主要成分的防冻液）在封闭地下埋管中的流动，实现系统与大地之间的传热。在冬季供热过程中，流体从地下收集热量，再通过系统把热量带到室内。夏季制冷时系统逆向运行，即从室内带走热量，再通过系统将热量送到地下岩土中。因此，地下耦合热泵系统保持了地下水热泵利用大地作为冷热源的优点，同时又不需要抽取地下水作为传热的介质。它是一种可持续发展的建筑节能新技术。1998年美国能源部颁布法规，要求在全国联邦政府机构的建筑中推广应用地下耦合热泵供热空调系统。为了表示支持这种节能环保的新技术，美国总统布什在他的得克萨斯州的宅邸中也安装了这种地源热泵空调系统。但是这种系统初投资较高。

2.3 地表水源热泵的特点及适用范围

2.3.1 地表水源热泵的特点

地表水源热泵是以地表水为热源的可进行制冷制热循环的一种热泵型整体式

空调装置，它在制热时以地表水作为热源而在制冷时以地表水作为排热源。以水作为热源的优点是：水的质量热容大，传热性能好，传递一定热量所需的水量较少，换热器的尺寸可较小。所以在易于获得温度较为稳定大量水源的地方，水是理想的热源。江河湖海的地表水在一年内温度变化较小，都可作为冷热源。

地表水温度一年四季相对稳定，冬季比环境空气温度高，夏季比环境空气温度低，是很好的热泵热源和空调冷源，大大提高了一次能源的利用率。地表水源热泵制冷、制热系数一般可达 3.5~4.4，与传统的空气源热泵相比，要高出 40% 左右。锅炉供热只能将 90% 以上的电能或 70%~90% 的燃料内能转化为热量供用户使用，因此水源热泵要比电锅炉加热节省 2/3 以上的电能，比燃料锅炉节省 1/2 以上的能量；其运行费用比普通中央空调能节省 40% 左右。

总的来讲，地表水源热泵空调系统主要具有以下技术优势：

(1) 地表水源热泵是利用了地球水体所储藏的太阳能资源作为冷热源，进行能量转换的供暖空调系统。其中可以利用的水体包括河流、湖泊以及海洋等。地表土壤和水体不仅是一个巨大的太阳能集热器，收集了 47% 的太阳辐射能量，比人类每年利用能量的 500 倍还多，而且是一个巨大的动态能量平衡系统，地表的土壤和水体自然地保持能量接受和发散的相对的均衡。这使得利用储存于其中的近乎无限的太阳能或地能成为可能。所以说，地表水源热泵是一种利用清洁的可再生能源的技术。

(2) 地表水源热泵机组冬季可利用的水体温度比环境空气温度高，所以热泵循环的蒸发温度提高，能效比也提高。而夏季水体比环境空气温度低，所以制冷的冷凝温度降低，使得冷却效果好于风冷式和冷却塔式，机组效率提高。据美国环保署 (EPA) 估计，设计安装良好的水源热泵，平均来说可以节约用户 30%~40% 的供热制冷空调的运行费用。

(3) 水体的温度一年四季相对稳定，其波动的范围远远小于空气的变动。是很好的热泵热源和空调冷源，水体温度较恒定的特性，使得热泵机组运行更可靠、更稳定。而且整个系统的维护费用也较锅炉-制冷机系统大大减少，保证了系统的高效性和经济性。

(4) 不存在空气源热泵的冬季除霜等难点问题。

(5) 水源热泵使用的是电能，电能本身为一种清洁的能源，所以节能的设备本身的污染就小。设计良好的地表水源热泵机组的电力消耗，与空气源热泵相比，相当于减少 30% 以上，与电供暖相比，相当于减少 70% 以上。

(6) 地表水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。

当然，象任何事物一样，地表水源热泵也不是十全十美的，主要存在着以下

缺点:

(1) 受可利用的水源条件及气候条件的影响较大。地表水源热泵理论上可以利用一切的地表水资源, 其实在实际工程中, 不同的水资源利用的成本差异是相当大的。所以在不同的地区是否有合适的水源成为地表水源热泵应用的一个关键。目前的水源热泵利用方式中, 闭式系统一般成本较高。而开式系统, 能否寻找到合适的水源就成为使用水源热泵的限制条件。对开式系统, 水源要求必须满足一定的温度、水量和清洁度。而且一定的地表水体能够承担的冷热负荷与其面积、深度和温度等多种因素有关, 因此需要根据具体情况进行计算。

(2) 用水作为热源时存在一些问题: 那就是水系统比较复杂, 又需要消耗水泵的功率, 如水质硬度较大, 还会造成换热器表面结垢, 使设备的传热性能下降, 如水中含氯离子量大, 还会造成设备的腐蚀^[5]。

(3) 制冷量较大(10 kW 以上)的水源热泵空调机组由于机组内压缩机的功率较大, 因而机组噪声较大, 所以在设计和安装时要考虑一些降低噪声的措施。

(4) 其应用还会受到投资经济性的限制。由于受到不同地区、不同用户及国家能源政策、燃料价格的影响, 水源基本条件不同, 一次性投资及运行费用会随着用户的不同而有所不同。虽然总体来说, 地表水源热泵的运行效率较高、费用较低。但与传统的空调制冷取暖方式相比, 在不同地区不同需求的条件下, 地表水源热泵的投资经济性会有所不同。

2.3.2 地表水源热泵的适用范围

制约地表水源热泵应用的障碍主要是初投资可能较高, 以及政府、建筑设计人员和公众对这一技术缺乏了解^[34]。根据国外的经验, 由于水源热泵运行费用低, 增加的初投资一般可在 3~7 年内收回^[35], 水源热泵系统在整个服务周期内的平均费用将低于传统的空调系统。水源热泵供暖空调一体化, 替代了传统的锅炉加空调两套装置系统, 节省初投资及占地和运行费用, 对既需要供暖又需要空调的场所, 文献[36]通过综合的经济性分析比较, 认为水源热泵在目前能源价格下有较强的经济竞争性。因此, 如果空调建筑物附近有可利用的地表水源, 利用地表水作为空调冷热源的热泵系统可能是既节能又经济的空调系统。

地表水源热泵的适用性与地区的地表水量、水温、水质以及室外气候条件有关, 水源热泵机组工况参数的确定以及性能的适用性, 直接关系到水源热泵系统的正常运行和能量消耗。地表水源热泵空调系统是以节能和经济性为目的来考虑的。因此, 它的适用范围是:

(1) 最适用于夏季炎热, 冬季不太冷又需供暖的地区。

(2) 适用于建筑规模较大, 而且建筑物附近有可利用的江、河、海、湖、水池或人工湖等地表水源, 冬季水源不会结冰。

(3) 还可适用于旧建筑改造工程。

2.4 小结

本章通过介绍热泵工作原理入手，进而介绍了水源热泵的工作原理，水源热泵是利用温度相对稳定的水源作为供暖制冷的热源（汇），利用热泵原理实现对建筑物的制冷和供热。统一采用 ASHRAE 1997 年规定的标准术语，对热泵系统进行分类描述。分析了地表水源热泵系统的特点和适用范围。地表水源热泵系统虽然应用受到一定限制，但是在气候条件及水源条件适合的地区，如果建筑物附近有可以利用的地表水源，则将可能成为最节能且经济的空调方式。

第 3 章 湖南省应用地表水源热泵的实例分析

3.1 湖南省应用地表水源热泵空调系统的条件

3.1.1 气候条件

湖南省位于长江中游之南、南岭以北，处于北纬 $24^{\circ} 39' \sim 30^{\circ} 08'$ ，东经 $108^{\circ} 47' \sim 114^{\circ} 15'$ 之间，属亚热带季风湿润气候。在冬季，常被西伯利亚和蒙古人民共和国一带南下的冷气团所控制，北方寒流频频南下，且时常出现阴湿天气，气候比较湿冷。在夏季，则多为海洋暖湿气团包围，温高湿重，盛夏时高温酷热。因此，该地区气温在一年中的变化是比较大的，属于典型的冬冷夏热地区。湖南省的年平均气温在 $16 \sim 18^{\circ}\text{C}$ 之间，一年之中，1 月最冷，月平均气温一般为 $4 \sim 7^{\circ}\text{C}$ ，7 月最热，月平均气温为 $27 \sim 30^{\circ}\text{C}$ ，气温年较差一般大于 23°C ^[37]。纵观湖南全年气候，可归纳其主要特征为：气候温暖，四季分明；热量充足，雨水集中；春温多变，夏秋多旱；严寒期短，暑热期长。

3.1.2 水资源条件

湖南省年平均降水量达 $1\ 200 \sim 1\ 700\ \text{mm}$ ，属多雨地区，4 月至 9 月降水量约占全年的 $65\% \sim 70\%$ 左右，全年降水日数为 $140 \sim 180$ 天^[37]。根据湖南省水文站提供的观测资料，2001 年湘江水年最高水温为 32.5°C （7 月 31 日），最低水温为 6.8°C （1 月 2 日），全年低于 7°C 的时间只有 1 天，低于 8°C 的有 7 天。

3.1.2.1 水资源量

据湖南水资源公报显示，2003 年全省水资源总量 $318.8\ \text{亿}\ \text{m}^3$ ，比 2002 年增加 10 多亿立方米，其中地表水量 $296.3\ \text{亿}\ \text{m}^3$ ，占总量的 92.9% ，地下水量 $21.0\ \text{亿}\ \text{m}^3$ ，占总量的 6.6% ，其他水量 $1.53\ \text{亿}\ \text{m}^3$ ，占总量的 0.5% 。在地表水量中，蓄水、引水、提水分别为 146.1 、 39.7 、 $110.5\ \text{亿}\ \text{m}^3$ ，分别占地表水量的 49% 、 13.4% 和 37.3% ^[38]。详见表 3.1 和图 3.1。

从表 3.1 和图 3.1 可看出，湖南省地表水资源相当丰富。

3.1.2.2 主要河流水质状况

(1) 湘江：II、III 类水质河段占评价河长的比例，汛期为 69.4% ，非汛期为 34.2% 。干流衡阳、株洲、湘潭、长沙等城市江段水质较差；支流蒸水、郴水、涟水、浏渭河、沅水下游江段水质较差。湘江流域主要污染物为粪大肠菌群、总磷、氨氮、汞、六价铬、镉、挥发酚、高锰酸盐指数等。

表 3.1 湖南省 2003 年主要地区水资源量 (亿 m³)

| 分区 项目 | 长沙 | 株洲 | 湘潭 | 邵阳 | 岳阳 | 常德 | 益阳 | 郴州 | 永州 | 怀化 | 娄底 |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 水资源总量 | 32.8 | 23.0 | 18.7 | 27.3 | 32.0 | 36.8 | 21.6 | 24.2 | 27.0 | 16.4 | 15.9 |
| 地表水 | 30.2 | 21.2 | 17.6 | 25.1 | 30.3 | 34.6 | 20.2 | 22.4 | 24.6 | 15.4 | 15.0 |
| 地下水 | 2.03 | 1.00 | 0.94 | 2.17 | 1.75 | 2.17 | 1.34 | 1.75 | 2.34 | 0.94 | 0.93 |
| 其他水源 | 0.54 | 0.78 | 0.21 | — | — | — | — | — | — | — | — |

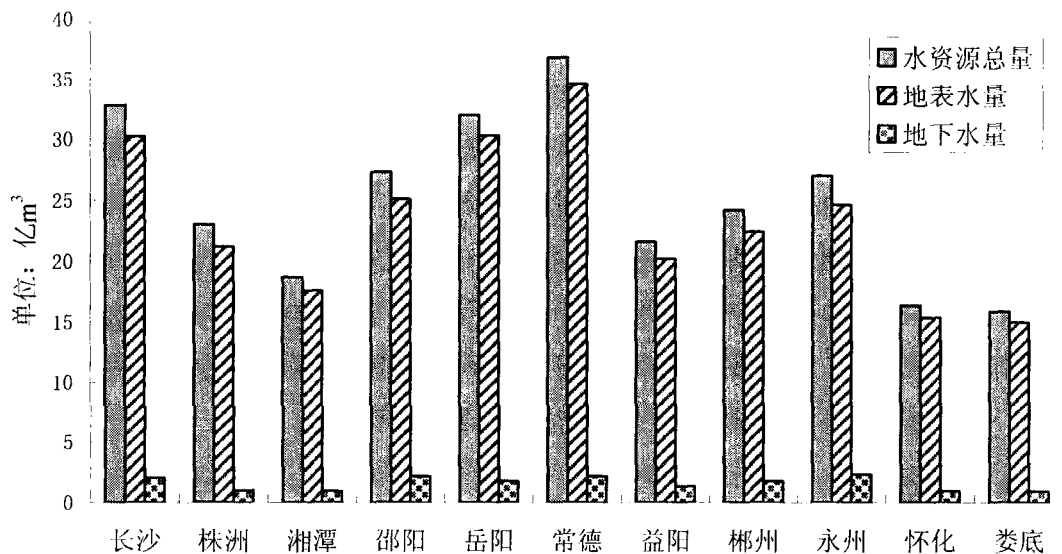


图 3.1 湖南省 2003 年各地区水资源量对比

(2) 资水: II、III 类水质河段占评价河长的比例, 汛期为 94.0%, 非汛期为 94.0%。资水干流益阳市段水质较差。资水流域主要污染物为粪大肠菌群、氨氮、挥发酚等。

(3) 沅江: II、III 类水质河段占评价河长的比例, 汛期为 80.9%, 非汛期为 72.2%。沅江干流浦市、常德市段和沅江支流峒河吉首市段水质较差。主要污染物为粪大肠菌群、氨氮、总磷、高锰酸盐指数等。

(4) 澧水: II、III 类水质占评价河长的比例, 汛期为 76.1%, 非汛期水质较好, 均达到 II、III 类水质标准。澧水干流张家界市水质较差, 主要污染物为粪大肠菌群。

(5) 洞庭湖区: 汨罗江汛期水质较好, 为 III 类; 非汛期水质较差, 为 IV 类, 主要污染物为汞。油港河水水质较好, 汛期与非汛期水质均为 III 类。

3.1.3 地表水源热泵系统对水源系统的要求

水源热泵系统对水源系统的要求是: 水量充足、水温适度、水质适宜、供水稳定。具体来说, 水源的水量应当充足够用, 能满足用户制热负荷或制冷负荷的

要求；水源的水温适度，适合机组运行工况，根据美国制冷学会 ARI320 标准，开式系统水源热泵对水温的要求是 $5\sim 38^{\circ}\text{C}$ ，在水温 $10\sim 22^{\circ}\text{C}$ 之间运行时能效比较高^[39]；水源的水质要适宜，如果水质硬度较大，会造成换热器表面结垢，使设备的传热性能下降，如果水中含氯离子量大，还会造成设备的腐蚀。另外，对地表水源热泵系统而言，水池或湖泊的面积及深度对系统供冷性能的影响比对供热性能的影响大，一般来说，如果地表水体深度小于 3 m，水体就不会由于温度差异而产生分层现象。而深 4.5~9.0 m 的浅水池或湖泊所承受的负荷不应超过 0.034 kW/m^3 或其水体不应产生温度分层现象。

3.2 实例分析

3.2.1 项目概况

该项目地处湖南省湘潭市，总建筑面积约 $124\,500\text{ m}^2$ ，计划修建总面积 $80\,000\text{ m}^2$ 的人工湖，利用该人工湖的湖水作为水源热泵机组的冬季热源和夏季冷源。选用 LD-BL-1000 型水源热泵中央空调机组 15 台；机组总制冷量 $13\,410\text{ kW}$ ，总制热量 $15\,030\text{ kW}$ ；制冷额定功率 $2\,682\text{ kW}$ ，制热额定功率 $3\,330\text{ kW}$ 。机房内热泵机组和水泵总的装机功率约 $3\,262\text{ kW}$ ，如果单独设置变压器，所需变压器容量为 $4\,338\text{ kVA}$ 。

目前只有建筑一的水源热泵空调系统已投入使用，其建筑面积为 $42\,000\text{ m}^2$ 。已建成的人工湖面积约为 $13\,500\text{ m}^2$ ，长度约为 210 m，宽度约为 60~70 m，深度约为 3.5 m。从湘江引水至上湖，管道总长 3 370 m，引水量约需 $300\text{ m}^3/\text{h}$ ，引水管采用管径为 400 mm 的铸铁管，管道埋深 1.2 m。从湖底部引入湖水至机房，由于湖水水质比自来水差，在进入机组前经过旋转式除污器，分离出水中的固形杂物，再经过离子棒水处理仪软化水质。从机组出来的水经过管道排至湖的上部，使湖水的温度分布尽量均匀。取水管与排水管敷设位置的确定在第 4 章中将具有具体讨论。表 3.2 为工程概况，图 3.2、3.3 为水源热泵机组和回水排水口照片。

表 3.2 湖南省湘潭市某地表水源热泵系统工程概况

| 项目 | 建筑一 | 建筑二 | 建筑三 | 建筑四 | 合计 |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|-----------------------------|
| 建筑面积 (m^2) | 42 000 | 19 000 | 14 000 | 49 500 | 124 500 |
| 夏季冷负荷 (kW) | 3 090 | 2 120 | 3 000 | 8 290 | $16\,500\times 0.8=13\,200$ |
| 冬季热负荷 (kW) | 2 303 | 1 200 | 850 | 2 880 | $7\,233\times 0.8=5\,786$ |

由于建筑一、二、四的空调使用高峰集中在白天，建筑三使用时间主要集中在晚上，而且白天使用的几幢建筑各个房间也很少同时使用。因此四者的高峰负荷会相互错开。为了保险起见，根据国外类似工程的运行经验，取四幢建筑物的负荷参差系数即同时使用系数为 0.8。

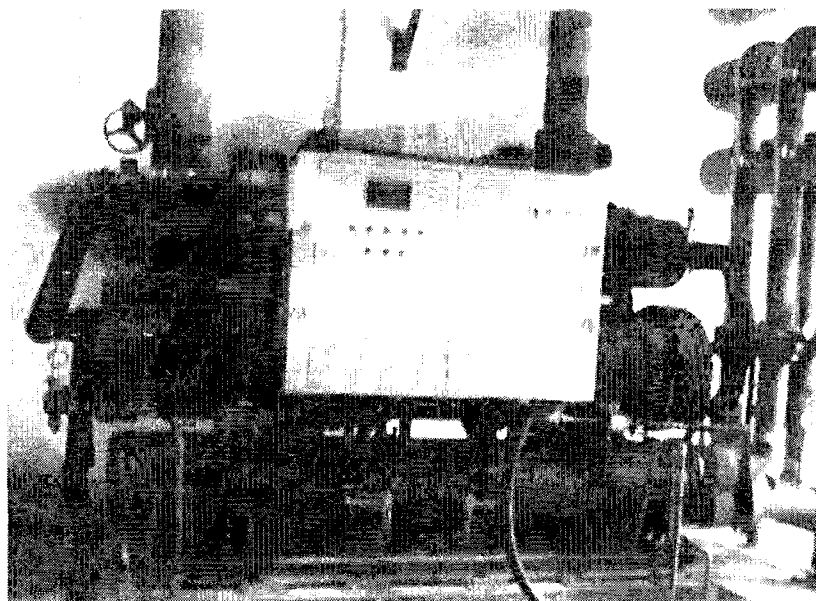


图 3.2 水源热泵机组

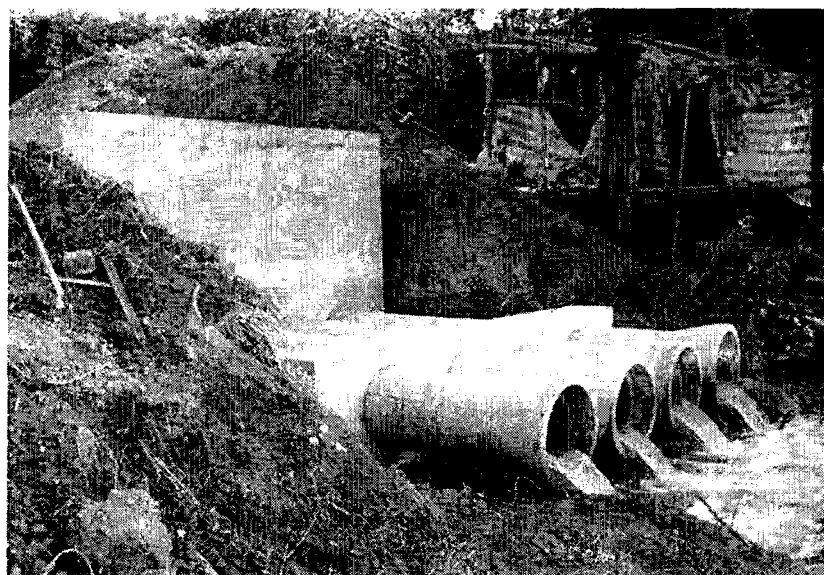


图 3.3 水源回水排放口

3.2.2 水源系统的具体参数

3.2.2.1 水温

湘江水水温随季节、纬度和高度不同而变化。根据 2001 年湘江水资源资料显示，湘潭地区湘江水冬夏水温在 $6.8\sim 32.5^{\circ}\text{C}$ 之间变化，基本上满足水源热泵系统对水温的要求。

3.2.2.2 水质

湘潭地区夏季制冷时间为 7~9 月，供暖时间为 12、1、2 月，这段时间内湘江水质比较清，含沙量较少。从湘江抽水到沉淀池处理后，再注入人工湖澄清过滤后用于水源热泵机组供暖或制冷。湘江引水管道定期对湖水进行交换补充，并

定期进行底泥清除，达到改善湖水环境的目的，防止对机组造成堵塞现象。由于系统设计冷凝压力为 28 bar，对应的温度低于 60℃，所以不会结垢。其他污染物质对空调系统影响不大。

3.2.2.3 水流量

水源在冬季和夏季真正的需要量，实际上应与系统选择的机组性能、水温、建筑物内循环温度和冷热负荷以及热交换器的型式有关。经估算，供冷所需水量为 712.1 t/h，供暖所需水量约为 558.1 t/h。可见，所需水量的最小流量应取夏季制冷所需水量。水流量的计算详见第 4 章。

3.2.3 可能存在的问题及其解决方法

根据计算分析，湘江引水蓄湖，除极端温度使水源热泵能效比降低外，绝大部分时间水源热泵机组能效比都很高。按最低人工湖容量 21 万 m³ 的湖水，温度升高或降低 1℃可吸收或排放热量为 244 186 kW，为该系统每小时制冷量的 34 倍，供热量的 56 倍多。也就是说，热泵连续排热 34 小时，才使水温升高 1℃；或连续吸热 56 小时，才使水温降低 1℃。可见，蓄水湖有足够的容量供系统使用。但是，湖水的温度与湘江的水温是有差异的，受天气的影响较大，极端情况下，不排除超过界限值，对于超出此值或水质不合要求时可以采取如下方案解决：

(1) 夏季湖水温度太高时，可以采用喷泉式的喷淋方法使水在湖中或湖的周边喷淋，降低水温，使水温保持在 32℃以下，又能成为一道风景线。

(2) 冬季湖水温度太低时，可以采用辅助加热器预热湖水并采取小温差大流量措施，或利用连接湘江与蓄水湖的埋地水管作为地热的提取装置；同时，夏季湖水温度太高时，也可以利用该装置散发系统冷凝热。

(3) 冬季利用夜间低谷电价的电能加热蓄水箱中的水，用于白天对系统实现供热。

(4) 当夏季水源水温低于 18℃或冬季水源水温高于 22℃时，建议水源侧系统采用混水换热方式，以保证机组高效稳定运行，如图 3.4 所示。

(5) 当水源水质不能满足机组要求时，除以上提及的采取在机组前安装旋转式除污器分离出水中的固形杂物、安装离子棒水处理仪软化循环水水质等措施，并建议采用中间换热器，如图 3.5 所示。

3.2.4 运行效果分析

3.2.4.1 最不利工况运行效果

笔者于 2004 年 12 月 30 日进行了现场测试，当日天气为中雪，室外日平均气温为 0.4℃，风速为 3 m/s，属于地表水源热泵空调系统冬季供暖的最不利工况。运行 3 台 LD-BL-1000 型水源热泵中央空调机组，机组压缩机为两种不同型号压

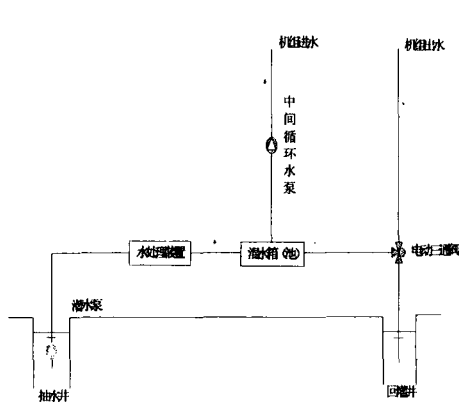


图 3.4 水源水侧混水箱混水示意图

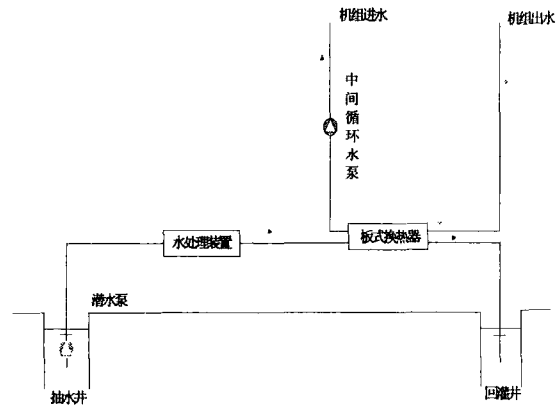


图 3.5 水源水侧板式换热示意图

缩机各一台。水源热泵机组以及水泵性能参数见表 3.3。

表 3.3 水源热泵及水泵性能参数表

| 项目 | 水源热泵 | 项目 | 循环泵 | 湖水泵 | |
|---------|------------|----|------------------------|-----------------------|-----------------------|
| 型号 | LD-BL-1000 | 型号 | KQW200/ 400-75/4(Z) | KQW200/ 400-75/4 | KQW150/ 400-45/4 |
| 制热量 | 1 002 kW | 名称 | 卧式单级离心泵 | | |
| 制冷量 | 894 kW | 流量 | 300 m ³ /h | 400 m ³ /h | 200 m ³ /h |
| 压缩机额定功率 | 222 kW | 扬程 | 50 m | 50 m | 50 m |
| 机组重量 | 5 800 kg | 转速 | 1 480 r/min | 1 480 r/min | 1 480 r/min |
| 台数 | 3 | 台数 | 2 | 1 | 2 |

采用红外线测温仪测量气温和水温，其精度为 0.1℃。采用 VFT-100 系列的超声波流量计测量水流量，其流速范围为 0~±32 m/s；工作电压为 AC85~265 V；工作温度为-20~+85℃；重复性为 0.2%；精度为 1.0%。测得数据见表 3.4。

表 3.4 2004 年 12 月 30 日实测数据

| 室外气温(℃) | 蒸发器进口水温(℃) | 蒸发器出口水温(℃) | 冷凝器进口水温(℃) | 冷凝器出口水温(℃) | 循环泵水流量(m ³ /h) | | |
|---------------------------|------------|------------|-------------|------------|---------------------------|--------|--------|
| | | | | | 泵 I | 泵 II | 合计 |
| 1.5 | 6.3 | 4.2 | 34.1 | 38.5 | 206.61 | 209.28 | 415.89 |
| 湖水泵水流量(m ³ /h) | | | 机组压缩机相电流(A) | | 机组压缩机电压(V) | | |
| 泵 I | 泵 II | 泵 III | 合计 | 压缩机 I | 压缩机 II | 压缩机 I | 压缩机 II |
| 179.15 | 171.67 | 354.33 | 705.15 | 90 | 51 | 380 | 380 |

1. 系统 COP 值 (the Total System COP)

系统 COP 值是指整个水源热泵供暖系统的性能系数，计算式如下：

$$\text{系统 COP} = \frac{Q_r}{P_t} = \frac{q_{rw} \rho C_h (T_{w,ce} - T_{w,ci})}{P_{hp} + P_{rwp} + P_{lwp}} \quad (3.1)$$

式中， Q_r ——全部循环热水供热量，kW；

- P_t ——系统总功耗, kW;
 q_{rw} ——循环热水流量, m^3/s ;
 ρ ——水的密度, 取 $1\ 000\ kg/m^3$;
 C_h ——水的比热, 为 $4.18\ kJ/(kg\cdot^\circ C)$;
 $T_{w,ce}$ ——冷凝器出口水温, $^\circ C$;
 $T_{w,ci}$ ——冷凝器进口水温, $^\circ C$;
 P_{hp} ——热泵机组总功耗, kW;
 P_{rwp} ——循环泵总功耗, kW;
 P_{lwp} ——湖水泵总功耗, kW。

热泵机组功耗计算式如下:

$$P_{hp} = \sqrt{3} \times U \times I \times \psi \times N \quad (3.2)$$

- 式中, U ——热泵机组电压, V;
 I ——每台热泵机组电流, A;
 ψ ——功率因数, 取 0.96;
 N ——运行热泵机组台数。

机组电流计算式如下:

$$I = \sqrt{3}(I_{\text{相}1} + I_{\text{相}2}) \quad (3.3)$$

式中, $I_{\text{相}1}$ 、 $I_{\text{相}2}$ ——每台机组中两台压缩机的相电流, A。

将式 (3.3) 代入式 (3.2) 中, 可得 $P_{hp} = 154.31 \times 3 = 462.93\ kW$ 。

水泵功耗计算式如下:

$$P_{wp} = \frac{\gamma q_w H}{1000\eta} \quad (3.4)$$

- 式中, P_{wp} ——水泵功耗, kW;
 γ ——水的容重, 取 $9.8 \times 10^3\ N/m^3$;
 q_w ——水泵水流量, m^3/s ;
 H ——水泵扬程, m;
 η ——水泵的效率, 取 80%。

据式 (3.4), 2 台循环泵及 3 台湖水泵的功耗分别为 $P_{rwp} = 70.76\ kW$, $P_{lwp} = 119.97\ kW$ 。于是, $Q_r = (415.89/3\ 600) \times 1\ 000 \times 4.18 \times (38.5 - 34.1) = 2\ 124.74\ kW$, $P_t = 462.93 + 70.76 + 119.97 = 653.66\ kW$, 代入式 (3.1) 中可得: 系统 $COP = 3.25$ 。

2. 机组整体 COP 值 (the Total Units COP)

机组整体 COP 值是指所有热泵机组总的性能系数, 又称压缩机 COP 值, 计算式如下:

$$\text{机组 COP} = \frac{Q_r}{P_{hp}} = \frac{q_{rw} \rho C_h (T_{w,ce} - T_{w,ci})}{P_{hp}} \quad (3.5)$$

将以上计算所得值代入式 (3.5) 中可得：机组 COP=4.59。

3. 部分负荷率

部分负荷率 D 为建筑物热负荷（即循环热水供热量）与运行热泵机组铭牌制热量的比值。

$$D = \frac{Q_r}{NQ_N} \quad (3.6)$$

式中， Q_N —— 每台热泵机组的铭牌制热量，kW。

计算得 $D=70.7\%$ 。

4. 供热不平衡率

根据热量守恒原理，冷凝器循环热水供热量 Q_r 应等于蒸发器中从湖水吸收的热量 Q_l 与机组压缩机提供的热量 Q_c 之和。由于管路热量损失等原因，蒸发器中从湖水吸收的热量与机组压缩机提供的热量不可能完全转换为冷凝器中循环水放出的热量，存在一个供热不平衡率 β ，计算式如下：

$$\beta = \frac{Q_l + Q_c - Q_r}{Q_l + Q_c} \times 100\% \quad (3.7)$$

其中，

$$Q_l = q_{lw} \rho C_h (T_{w,ei} - T_{w,ee}) \quad (3.8)$$

式中， q_{lw} —— 引入湖水流量， m^3/s ；

$T_{w,ei}$ —— 蒸发器进口水温， $^{\circ}\text{C}$ ；

$T_{w,ee}$ —— 蒸发器出口水温， $^{\circ}\text{C}$ 。

Q_c 的值等于压缩机输入功率 P_{hp} 值。由式 (3.8) 计算可得， $Q_l=1\ 719.39\ \text{kW}$ ，因此，由式 (3.7) 计算可得， $\beta=2.64\%$ 。

5. 湖水辅助加热量

如果湖水水温较低，必须减小蒸发器进出口水温温差，以防止蒸发器表面出现结冰的情况，一旦蒸发器表面结冰，机组将不能正常运行。而且由于蒸发器进出口温差的降低，必须加大水流量才能保证供热量达到要求，这就增加了水泵的耗功量。因此，为了安全起见，在水温低于 7°C 的情况下，应将湖水经辅助加热器预热后再引入机组，以保障机组正常运行。

假设采用电辅助加热器将引入机组的湖水温度提升至 7°C ，则本次工况所需湖水辅助加热量 Q_{lwa} 可按下式计算：

$$Q_{lwa} = q_{lw} \rho C_h \Delta T_{lw} \quad (3.9)$$

式中， ΔT_{lw} —— 电辅助加热器提升的湖水温差， $^{\circ}\text{C}$ 。

经计算可得，若采用电辅助加热器将湖水温度从 6.3°C 提升至 7°C ，则所需湖

水辅助加热量 $Q_{lwa}=573.13 \text{ kW}$ 。

由以上计算可知，在室外气温只有 1.5°C ，引进湖水水温只有 6.3°C 的情况下，机组 COP 值也可达 4.59，系统 COP 值可达 3.25，部分负荷率为 70.7%，供热不平衡率为 2.64%。这说明水源热泵机组即使在最不利工况下也能保持较高的 COP 值，制热效果良好。采用电辅助加热器提供 573.13 kW 的热量即可保证机组安全稳定运行。

3.2.4.2 长期运行状况

图 3.6~3.11 是此湖水水源热泵系统冬季供暖的部分运行记录。记录时间为 2004 年 12 月 21、22、23、27、29、30 日，这段时间室外气温最高为 11°C ，最低为 -2°C 。

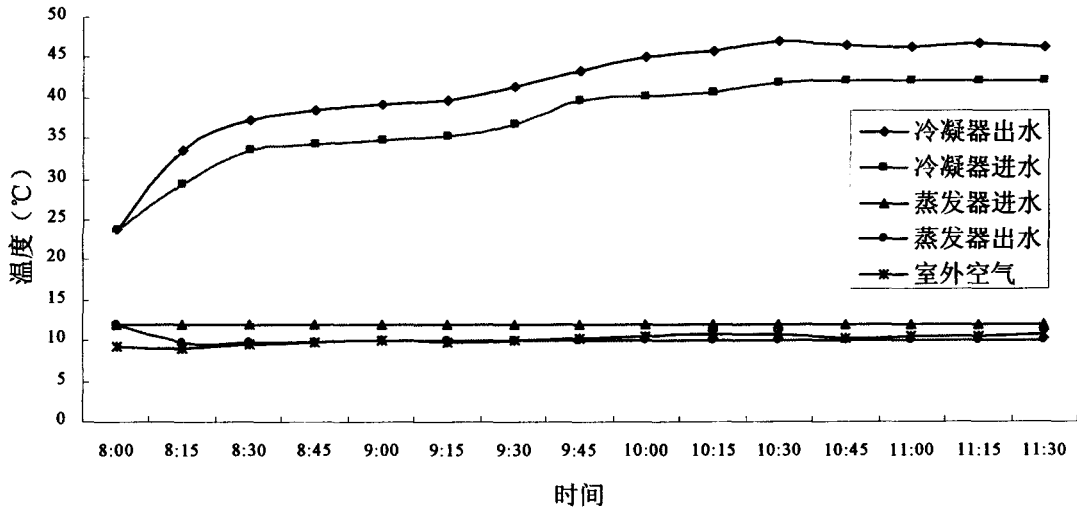


图 3.6 2004 年 12 月 21 日系统运行中各种水温及室外气温变化图

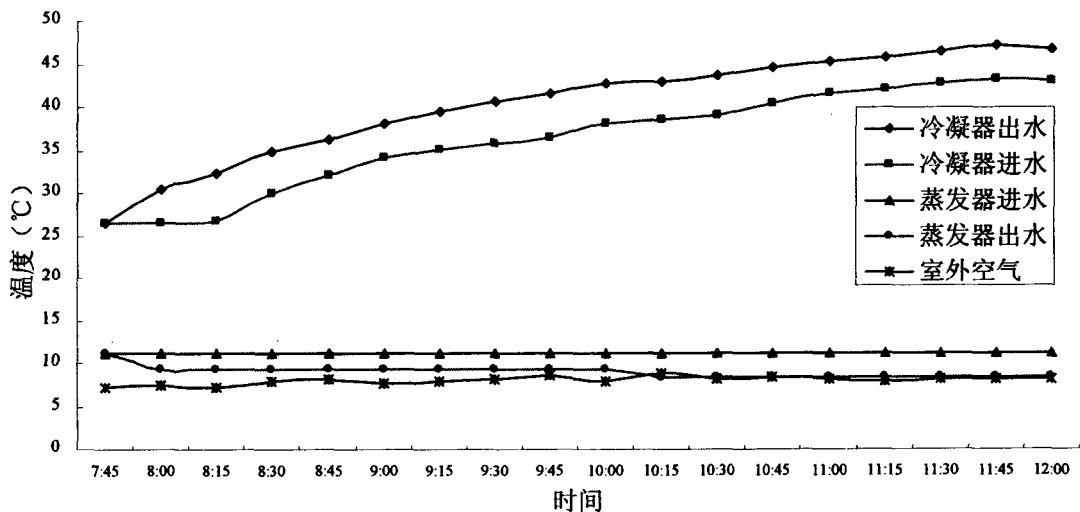


图 3.7 2004 年 12 月 22 日系统运行中各种水温及室外气温变化图

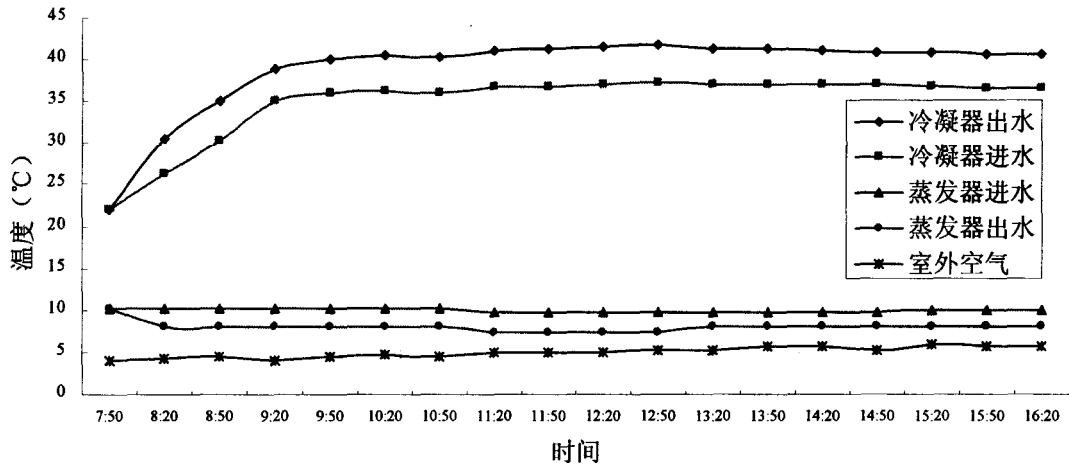


图 3.8 2004 年 12 月 23 日系统运行中各种水温及室外气温变化图

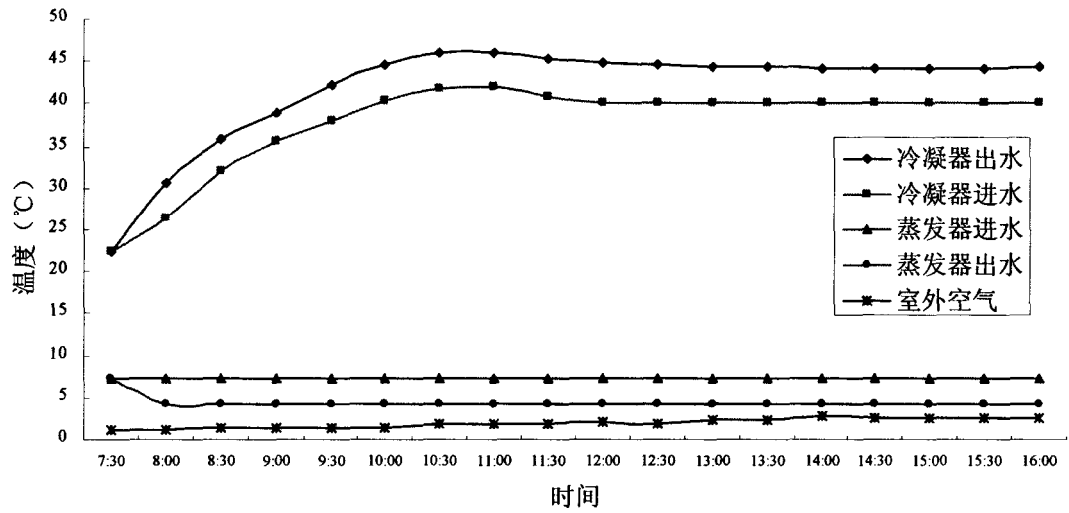
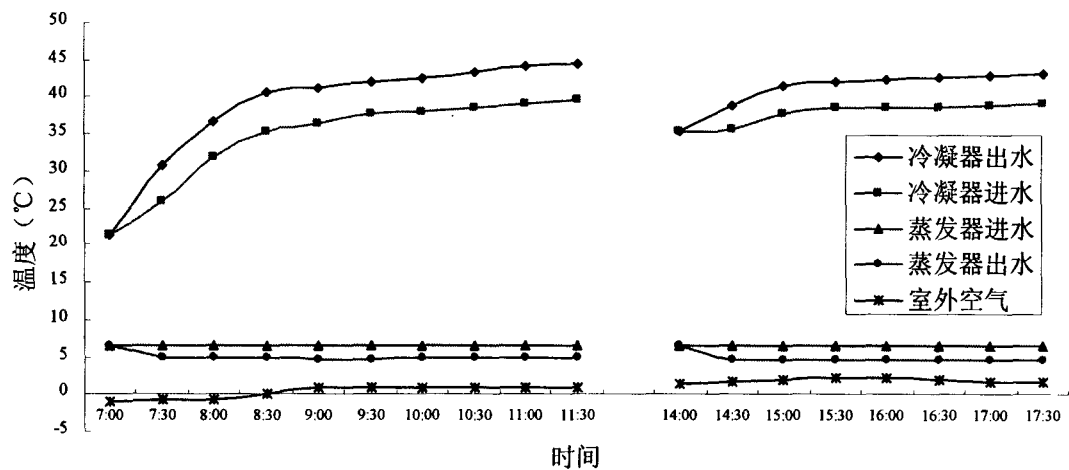


图 3.9 2004 年 12 月 27 日系统运行中各种水温及室外气温变化图



注：11:30~14:00 时段关机。

图 3.10 2004 年 12 月 29 日系统运行中各种水温及室外气温变化图

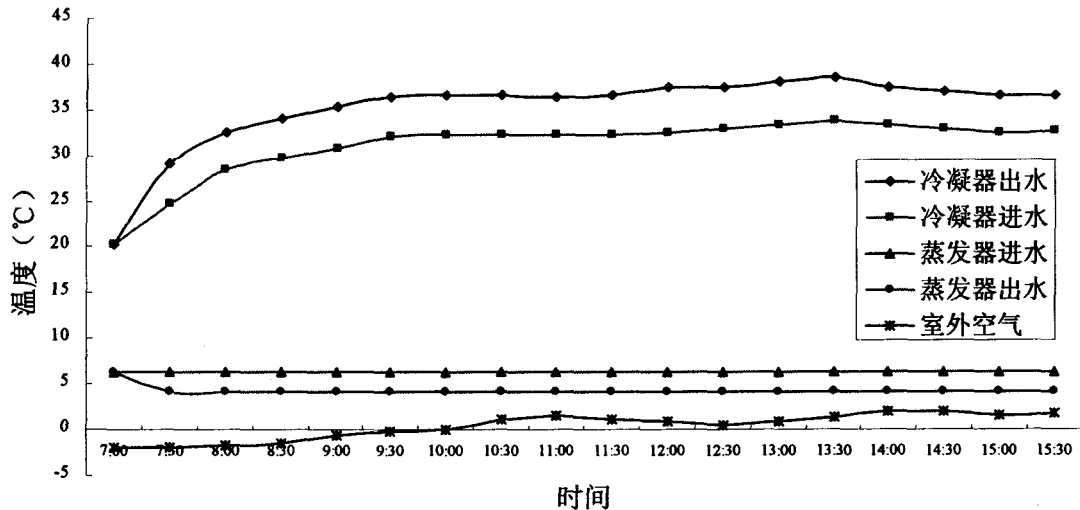


图 3.11 2004 年 12 月 30 日系统运行中各种水温及室外气温变化图

从图 3.6~3.11 可看出, 蒸发器进水温度即水源温度非常稳定, 而且比室外气温高出很多, 可见湖水是非常理想的热源; 水源热泵机组热水出水温度刚开机时升高较快, 然后逐渐趋于稳定。由图 3.6、3.7 可看出, 2004 年 12 月 21、22 日室外气温不是很低, 观测时段平均温度分别为 10°C 、 8°C , 取水处湖水温度分别为 12.1°C 、 11.2°C , 冷凝器出水温度分别在 $23.7\sim 47.1^{\circ}\text{C}$ 、 $26.4\sim 47.1^{\circ}\text{C}$ 之间变化, 运行也非常稳定, 供暖效果很好; 从图 3.8、3.9、3.10 可看出, 这几天室外气温较低, 观测时段平均值分别为 5°C 、 2°C 、 1°C , 取水处湖水温度分别为 10°C 、 7.4°C 、 6.5°C , 冷凝器出水温度变化范围分别为 $22.1\sim 41.6^{\circ}\text{C}$ 、 $22.4\sim 46^{\circ}\text{C}$ 、 $21.3\sim 44.5^{\circ}\text{C}$, 运行比较稳定, 供暖效果良好; 从图 3.11 可看出, 当日室外气温达到测试期间最低值, 观测时段平均值仅为 0.4°C , 取水处湖水温度为 6.3°C , 冷凝器出水温度在 $20.4\sim 38.7^{\circ}\text{C}$ 之间变化, 可见热水出水温度偏低, 运行不是很理想, 此时应该在湖水引入机组之前采用辅助加热器进行预热。

3.3 小结

本章在分析湖南省气候条件、水资源条件、以及地表水源热泵系统对水源系统要求的基础上, 通过对湖南省湘潭市某湖水水源热泵系统实例工程的最不利工况以及长期运行状况的计算分析, 证明了地表水源热泵空调系统在湖南省应用的可行性、节能性和运行稳定性。湖南省冬夏两季时间占全年的 67%, 冬季潮湿阴冷, 夏季酷热高温; 湖南地区水源有保证且价格低廉, 水质也基本符合应用水源热泵机组的要求。即使在最不利工况下水源热泵机组 COP 值也可达 4.59, 系统 COP 值可达 3.25, 大大高于传统空调系统和风冷热泵系统。只要在水源温度低于 7°C 时采用辅助加热器预热引入机组的湖水, 系统即可保持长期稳定运行。由此看来, 只要考证水源的可靠性并采取适当措施进一步改善水质, 在湖南地区推广使用地表水源热泵空调系统完全可行。

第 4 章 湖水横向水温沿程分布的预测模拟

4.1 水温与气温的关系

4.1.1 水温较气温的冬暖夏凉的特点

人们通常用大气温度来表示大气的冷热程度，称为气温。这是为了区别于土壤温度（土温）和水体温度（水温）来说的。因为大气的热量主要来自地面，地面的性质和状况又有很大差别，海洋和陆地，高山和平原，沙漠和森林，潮湿地区和干燥地区等等，不同的地面情况对大气温度的影响也不相同。

水体和地面的温度变化具有很大的差别。在某一纬度上到达地面和水面的太阳辐射能量相同，但是气温的变化非常剧烈，而水体升温却十分和缓，为什么呢？仔细分析，至少有以下原因：

（1）地面的反射率大于水体水面，导致地面实际吸收的太阳辐射比水体少 10%~20%，由于这个原因，地面升温应比水体大，而冷却则比水体快。

（2）地面对各种波长的太阳辐射都不透明，吸收的太阳辐射都用在加热很薄的陆地表面。水面虽然对红外线和红色光不透明，但对可见光其余部分和达到水面的紫外线都是透明的，这一部分辐射能量可以达到水体的深层。

（3）岩石和土壤都是不良导体，传导到土壤下层的热量很少。水却相反，有很高的传导本领，得到的太阳辐射能很快地向下层传导。

（4）岩石和土壤不能上下左右流动，海洋上却有波浪、洋流和对流进行热量的水平输送和垂直交换。

（5）岩石和土壤的比热，小于水的比热。岩石的比热约为 $0.837 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ ；水的比热是 $4.184 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ 。如果将 4.184 J 的热量给 1 g 水，温度可升高 1°C ；如果将 4.184 J 的热量给 1 g 岩石，温度可升高 5°C 。

（6）水体表面有充足的水源供应，蒸发强烈，消耗了水面很多热量，使水温的升高较为和缓。

第（2）~（5）个原因，使地面得到的太阳辐射只集中于表层，导致地面迅速而剧烈地升温，从而加强了地面和大气之间的热交换，导致气温迅速而剧烈地升温。由此可见，即使在同样太阳辐射条件下，气温和水温之间的变化仍有很大差别。

水体对温度有很大的调节功能，当太阳辐射强的时候，水体能吸收大部分辐射热。并通过水体内部的热量交换，将大量热量储存起来。当太阳辐射减弱的时候，水体又能将储存的热量释放出来。所以，水体温度与空气温度相比，有冬暖

夏凉的特点。地球表面海陆分布很不均匀，北半球陆地面积比南半球约大一倍，海洋面积则比南半球小，所以，北半球夏季比南半球热，冬季比南半球冷。北半球夏季平均温度 22.4℃，南半球只有 17.1℃，北半球冬季平均温度 8.1℃，南半球却有 9.7℃。

在高纬度大陆的影响冬季比夏季显著，冬季大陆降温剧烈，而夏季升温却不很大。例如，在北纬 40° 附近，沿海的天津 1 月平均气温为 -4.0℃，向内陆到呼和浩特降到 -8.1℃（订正到海平面），共降低了 4.1℃，而在 7 月天津是 26.4℃，到呼和浩特升到 27.9℃，只升高 1.5℃。在低纬度，大陆的影响夏季比冬季显著，夏季大陆升温剧烈，而冬季降温却不大。例如，在北纬 30° 附近，7 月杭州平均气温 28.4℃，武汉 28.8℃，共升高了 0.4℃，而 1 月则都是 4.1℃。

图 4.1 是 2001 年供暖季节（12 月、1 月、2 月）湖南省湘潭地区室外气温及湘江湘潭站水温的变化图。

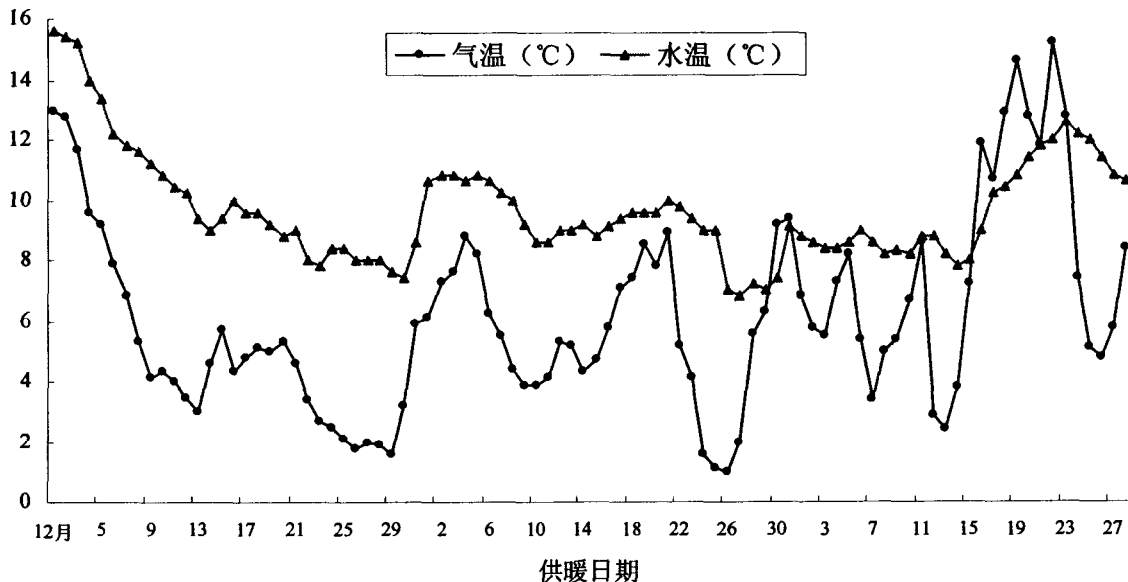


图 4.1 2001 年供暖季节湘潭地区气温及湘江湘潭站水温变化图

由图 4.1 可见，水温的变化较室外气温的变化和缓得多，2001 年湘潭地区供暖季节水温平均值为 9.7℃，比气温平均值 6.2℃高出 3.5℃，说明水体的热量资源较空气更为丰富。另外还可看出，水温的下降或升高较气温的下降或升高有一个迟滞期。应当指出，由于各地水体的面积、形状、深度和周围环境各异，故各地水温自身变化及其与当地气温之关系不尽相同。但是从总体上讲，水体对温度有很大的调节功能，与空气相比有冬暖夏凉的特点。

4.1.2 水温的计算

4.1.2.1 影响自然水温的因素

湖泊等水域表面温度的变化，是水-气界面复杂的热力交换过程。水体吸收

和反射太阳（短波）、大气（长波）辐射热通量，并通过蒸发、对流和辐射三种形式向大气散热，当水体获得的净辐射热通量大于总散热通量时，水体增温，反之降温。因此，水温的变化除受辐射热的影响外，水面的散热能力也是制约水温变化的重要因素。

太阳短波辐射到达地球外层时，首先穿过大气层，一部分热量被空气中的气体、水蒸气及尘埃所吸收，使空气增温；另一部分到达水面（或陆面）为水表层所吸收，使水体增温。太阳辐射是空气和水体的同一热源，且两者在获得太阳辐射热通量大小上为正相关，即空气获得的太阳辐射热量增大，水面吸收的太阳辐射热量也随之增大。空气还以长波辐射及感热交换直接作用于水体，影响水面温度的变化。

水面散热对水温的影响主要表现在水面蒸发耗热使水面温度降低。影响水面蒸发的因素，除水面本身温度外，还有空气中的湿度和水面以上的平均风速等因素。

空气中的湿度大，从水面逸出的水分子不易被空气所接纳，蒸发速度会减弱，当空气完全被水蒸气饱和时，从水面逸出的水分子全部返回水体，水面蒸发散热作用停止。因此，空气中的湿度对蒸发散热有抑制作用，在其他气象因素不变的情况下，空气中的湿度增大，自然水温呈现升高趋势。

风速对蒸发散热的影响也很明显，水面以上平均风速的大小，影响着水-气界面紊动扩散的强度，风速越大，水分子扩散越快，蒸发散热作用越强烈，在其他气象条件不变的情况下，风速增大，自然水温呈现下降趋势。

影响水面蒸发散热的因素还有气压、水质、水-气温差等。这些因素在自然条件下影响比较微弱，或一些因素已被其他因素所掩盖。

4.1.2.2 计算水温的经验公式

计算湖泊水温一般有两种方法：一是现场设立临时水文气象观测站，测定水域的自然温度及相关气象要素，这种方法获得的资料虽然准确可靠，但需要一定的观测时间，耗费一定的人力、物力；另一种方法是公式计算。公式的形式大体分两种类型，一是采用热平衡理论和热平衡方程式，把自然水温作为热平衡方程式的一个分项，在求得热平衡方程式中其他各分项之值后，再计算出自然水温。这种方法，计算程序复杂，其他分项如太阳辐射、蒸发散热系数等不易准确获得。所以，热平衡方程式计算自然水温的方法，没有在实践中被广泛应用。还有一种计算方法，通过实测资料的分析，建立水温依气温变化的回归方程和回归曲线，用以推求自然水温。该方法由于未考虑其他气象因素的影响，计算误差较大，适用范围受限。

从实际资料分析，水温与气温的关系比较密切，把气温与水温建立相关关系，

不仅能反映气温对水温的直接影响，而且还包含了太阳辐射的作用。本文采用文献[40]介绍的一种经验公式计算地表水温。这个公式是在研究水、气温以及其他因素的联系的基础上建立的一个比较符合实际、计算简便的经验公式，通过与实测资料对比，计算相对误差均在 5% 以内，证明利用该公式计算水温是可靠的。式 (4.1) 为计算湖水水温的经验公式。

$$T_w = (2.82 + 0.82T_o) \frac{(1+r^2)^{0.435}}{(1+0.31W_{150}^2)^{0.056}} \quad (4.1)$$

式中， T_w ——湖水水温， $^{\circ}\text{C}$ ；

T_o ——水面以上 1.5 m 高度处的气温， $^{\circ}\text{C}$ ；

r ——水面以上 1.5 m 高度处的相对湿度（以小数计）；

W_{150} ——水面以上 1.5 m 高度处的平均风速，m/s。

其中，

$$r = d/d_b \quad (4.2)$$

式中， d ——空气含湿量，g/kg·dry；

d_b ——饱和空气含湿量，g/kg·dry。

该公式对气温的适用范围是 $T_o \geq 0$ ，对相对湿度和风速的适用范围不限。本文将根据 DEST II 软件生成的气象数据，利用该公式计算湖水水温。

4.2 湖水横向水温沿程分布模型的建立

4.2.1 国内外研究概况

在水体水温预测模拟方面，国外自 20 世纪 60 年代起就开始了这方面的工作，美国麻省理工学院的 Haber 和 Harleman 提出了深分层蓄水体温度等变化的一维数学模型：MIT 模型^[41]；20 世纪 80 年代以来，一系列的水温模型在冷却湖系统和水库水质研究等方面得到了应用。除上述一维模型外，从 20 世纪 70 年代以来，国外在水库和湖泊的水温水质研究中，还建立了二维和三维模型。其中垂向均匀的（平面）二维模型已相当成熟；横向均匀的二维模型也已提出，它可弥补一维垂向模型的不足，但实际应用尚少；三维模型在大型湖泊的研究中也开始应用^[42]。

我国从 20 世纪 50 年代中期开始对水库水温观测，对于湖泊、水库、水池水温数学模型的建立和应用，近几十年来，我国各有关单位已相继开展了研究。中国水利水电研究院冷却水所 1981 年引进美国通用水温预报模型 MITEMP^[41,43]，并根据需要扩展原模型功能，进行了修改和验证，最后定为“湖温一号”模型^[44]。

有关实验数据证明，浅层河流、湖泊等水温全天变化不会很明显，而且垂向水温的分布可以近似认为均匀^[20]。本文所模拟的人工湖深 3.5 m，长约为 210 m，宽约为 60~70 m，面积约为 13 500 m²，属于小型浅层湖泊。从湖的底部引水至机房，从机组出来的水经过管道排至湖的上部，使湖水的温度分布尽量均匀。该

人工湖横向沿程水温呈不均匀分布，如图 4.2 所示。

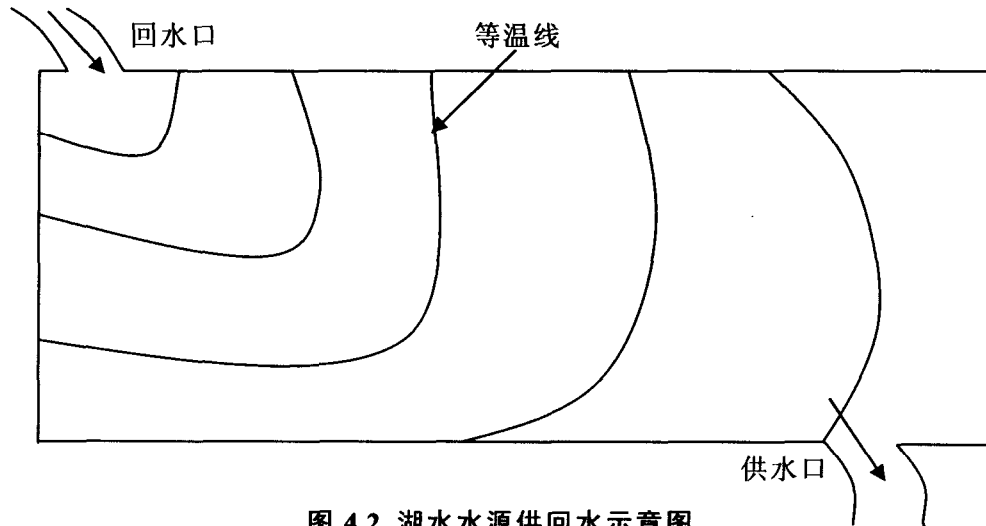


图 4.2 湖水水源供回水示意图

冬季，从机组排至湖底部的水温较低，大致沿水平距离升高。夏季则相反，冷却水排放处附近水温较高，大致沿水平距离降减。本文依据文献[44]介绍的一维横向水温数学方程，应用于湘潭市某公园人工湖冬季水平方向沿程水温的预测模拟，采用差分法求解，进一步研究以此为热源（汇）的水源热泵空调系统供回水管的最佳敷设位置，也可为类似水体的水温预测提供简单实用的方法。

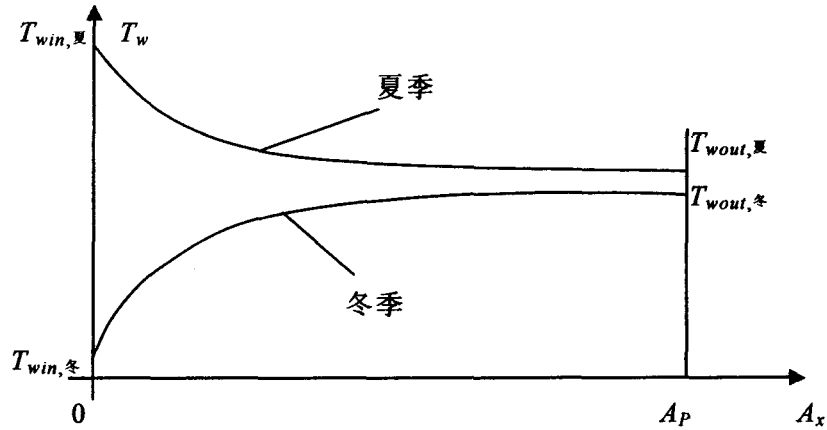
4.2.2 一维横向水温分布模型的基本方程

冬季湖水承受回水冷负荷，必须考虑水平方向水温的不均匀分布。浅水池、湖泊、河流等的水温分布因受排水口出流方式及水体形状影响较大，有可能发生大面积环流，须进一步分类。当池形狭长时，不论排水口出流方式如何，环流区占总水面积比例小，可以忽略其影响。这类水体形状称为流散型，其长宽比应大于 3~5，当出流情况能避免大面积环流发生例如排水口设计为辐射状出流时，则不论水体形状如何，都属于流散型。其他情况下水体内都不能避免大面积环流发生，这类水体称为环流型，环流型水温模拟需要将其划分为环流及直流两区，逐区进行求解。本文所模拟的人工湖即为流散型。

现假设横向水温变化主要受异重流及表面热交换控制，表层几何条件及纵向流散作用及其他因素影响不大。这样水温水平方向可以近似为按面积的一维分布，如图 4.3 所示。水温分布 T_w 即为等温线所包含面积 A_x 的函数，使计算工作大为简化。湖深度 H 、宽度 B 假定沿程不变，在模型中为给定输入值。

根据热量平衡原理，考虑单位时间内进入微元体的热量平衡。首先将该湖沿横向分成许多小段，面积为 dA_x ，厚度假定沿程不变，为湖的深度 H 。得出水体热量方程，即横向湖水水温模拟方程：

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} + \frac{1}{H} \frac{\partial}{\partial A_x} (Q_w T_w) = E_L B^2 \frac{\partial^2 T_w}{\partial A_x^2} + \frac{\phi}{\rho C_h H} \quad (4.3)$$



注： T_{win} 、 T_{wout} 分别为入流和出流的水温。

图 4.3 湖水受冷热负荷水温分布示意图

式中， t ——时间座标；

Q_w ——水流量， m^3/h ；

E_L ——水体热流散系数， m^2/h ；

φ ——水面净热通量， $kJ/m^2 \cdot h$ ；

ρ ——水密度， kg/m^3 ；

C_h ——水的热容量，取 $4.18 kJ/kg \cdot ^\circ C$ 。

4.2.3 模型初始条件及边界条件的确定

初始条件为给定输入值：

$$T_w = T_w(A_x, 0) \quad (4.4)$$

边界条件有二。在入流端 $A_x=0$ 处为：

$$T_w(0, t) = T_{win} \quad (4.5)$$

在终端 $A_x=A_p$ 处为：

$$T_w(A_p, t) = T_{wout} \quad (4.6)$$

4.3 模型中各参数的确定

模型中需要确定的参数有： Q_w 、 E_L 、 φ 、 ρ 。

4.3.1 供回水流量 Q_w 的确定

冬季供回水流量 Q_w 应根据空调供热负荷 Q_1 来计算，假定沿程不变。若建筑围护结构条件一定，则供暖热负荷 Q_1 仅取决于室内外温差的大小。若室内空气温度 T_{in} 维持在设定值，则热负荷只与室外空气温度 T_o 有关。即

$$Q_1 = KF|T_{in} - T_o| \quad (4.7)$$

式中， K ——以建筑面积为准的平均传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

F ——建筑物的建筑面积， m^2 。

而在选择机组时，也可采用面积热指标法对建筑物的供暖设计热负荷进行概

算，可按下式进行概算^[45]：

$$Q_1' = q_f \times F \quad (4.8)$$

式中， Q_1' ——建筑物的供暖设计热负荷，W；

q_f ——建筑物供暖面积热指标，W/m²；它表示 1 m² 建筑面积的供暖设计热负荷。

应该说明的是：建筑物的供暖热负荷，主要取决于通过垂直围护结构（墙、门、窗等）向外传递的热量，它与建筑物平面尺寸和层高有关，因而不是直接取决于建筑平面面积。用供暖体积热指标表征建筑物供暖热负荷的大小，物理概念清楚，但采用供暖面积热指标法，比体积热指标更易于概算，所以近年来在城市几种供热系统规划设计中，国外、国内也多采用供暖面积热指标法进行概算。在总结我国许多单位进行建筑物供暖热负荷的理论计算和实测数据工作的基础上，我国《城市热力网设计规范》给出了供暖面积热指标的推荐值^[45]。

若按（4.8）式进行热负荷概算，选取供暖面积热指标 $q_f = 58 \text{ W/m}^2$ ，则

$$Q_1' = 58 \text{ W/m}^2 \times 124\,500 \text{ m}^2 = 7\,221 \text{ kW} \quad (4.9)$$

若按（4.7）式进行热负荷概算，根据《供暖通风设计手册》^[46]，湘潭市冬季采暖室外计算温度为 -2℃，室内计算温度一般取 20℃，则

$$Q_1' = K \times 124\,500 \times | -2 - 20 | \quad (4.10)$$

由（4.9）式和（4.10）式可推算出 $K = 2.64 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{℃)}$ ，将 $K = 2.64 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{℃)}$ 、 $F = 124\,500 \text{ m}^2$ 、 $T_{in} = 20 \text{ ℃}$ 代入式（4.7）即可得出建筑物冬季冷负荷 Q_1 随室外气温 T_o 变化的动态方程：

$$Q_1 = 328.68 \times (20 - T_o) \text{ kW} \quad (4.11)$$

夏季热负荷 Q_1' 按冬季冷负荷估算：

$$Q_1' = 328.68 \times (20 - T_o) / 60\% \text{ kW} \quad (4.12)$$

冬季供热所需水流量为：

$$Q_w = \frac{3.6Q_1}{C_h \Delta T} \left(\frac{\text{COP} - 1}{\text{COP}} \right) \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.13)$$

夏季制冷所需水流量为：

$$Q_w = \frac{3.6Q_1'}{C_h \Delta T} \left(\frac{\text{COP} + 1}{\text{COP}} \right) \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.14)$$

上两式中， ΔT ——水源进出口温度差，℃；

COP ——热泵机组供热平均性能系数，冬季取 4.0，夏季取 3.8。

4.3.2 流散系数 E_L 的确定

在剪切流中模拟热或异质扩散采用平均化降维时，人为地造成了“流散”效应。式（4.3）中含 E_L 项即反映了这种流散作用。模型中采用文献[47]提出宽明渠

流的流散系数计算公式:

$$E_L = 0.3u_*l^2 / (K^2 R_h) \quad (4.15)$$

$$u_* = \sqrt{f/8} \times u \quad (4.16)$$

上两式中, u_* ——水体底部摩擦速度, m/s;

l ——侧向特征长度, 取断面最大流速点至远岸的侧距, 此处取半宽 $B/2$;

R_h ——水力半径, 此处取湖深 H ;

u ——断面平均流速, 即 $Q_w/(BH)$;

f ——摩擦系数, 取 0.32;

K ——冯卡门 (Von Karman) 常数, 取 0.41。

故式 (4.15) 可以改写为:

$$E_L = 0.3\sqrt{f/8} \times [(B/2)^2 / (K^2 BH^2)] \times Q_w \quad (4.17)$$

Q_w 按时段根据式 (4.13)、(4.14) 确定, 因此 E_L 随时间变化。 Q_w 越大, E_L 值也越大。

E_L 值大小影响水温变化程度可以由极限情况加以说明。当 $E_L \rightarrow \infty$ 时, 对应于入流与湖水完全掺混均匀的情况, $E_L = 0$ 时, 相当于无掺混情况。

4.3.3 水面净热通量 φ 的确定

通过水面进入水体的热通量 φ 为:

$$\varphi = \varphi_{sn} + \varphi_{an} - \varphi_{br} - \varphi_e - \varphi_c \quad (4.18)$$

式中, φ_{sn} 、 φ_{an} ——水体所接受太阳辐射量及大气辐射量, $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h}$;

φ_{br} ——水体向大气辐射通量, $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h}$;

φ_e 、 φ_c ——水面蒸发散热通量及传导散热通量, $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h}$ 。

4.3.3.1 太阳辐射热通量 φ_{sn}

φ_{sn} 值一般可引用现场或邻近主要气象台站所测得的太阳辐射量值, 扣除水面反射部分 (一般为 6%~11%, 随季节而变) 后求得。如缺测时, 亦可按所在纬度依历日推算晴空太阳辐射量, 根据云量加以修正, 再扣除反射部分而得其估算值。本文引用 DeST II 软件生成的气象数据中的太阳辐射量。

4.3.3.2 大气辐射热通量 φ_{an}

φ_{an} 值也可引用观测值扣除反射部分 (一般取 3%) 而得。但一般均缺测, 须根据气温及云量观测值间接推算, 公式为:

$$\varphi_{an} = 1.064 \times 10^{-11} (T_o + 273.16)^6 (1 + 0.17C^2) \times 4.184 \quad (4.19)$$

式中, C ——云量, 晴空为零, 全阴为 1.0。

4.3.3.3 水体向大气辐射热通量 φ_{br}

φ_{br} 值按表层平衡水温 T_w 计算, 计算式如下:

$$\varphi_{br} = 1.136 \times 10^{-6} (T_w + 273.16)^4 \times 4.184 \quad (4.20)$$

其中, T_w 按经验公式 (4.1) 计算。

4.3.3.4 水面蒸发散热通量 φ_e

φ_e 系根据空气水汽压 (或相对湿度与气温)、风速观测值, 按水面温度依下式推算:

$$\varphi_e = (H_w + C_h T_w) \rho f(W) (e_w - e_a) \quad (4.21)$$

$$H_w = 597.3 - 0.56 T_w \quad (4.22)$$

$$e_w = \exp[20.85 - 5278 / (T_w + 273.3)] \quad (4.23)$$

以上三式中, H_w ——水的汽化潜热, kJ/kg;

e_a ——距水面 2 m 高处空气水汽压, mmHg;

e_w —— T_w 对应饱和水汽压, mmHg;

$f(W)$ ——风速函数。

其中风速函数采用诺尔 (Rohwer) 公式计算:

$$f(W) = (0.308 + 0.185 W') \times 10^{-3} \quad (4.24)$$

式中 W' 为距水面 6 英寸高处风速 (m/s), 从 2 m 高风速 W 转换时, 如果 $W > 1.76$ m/s, $W' = 0.57 W$, 否则 $W' = 0.66 W$ 。

当 $e_w - e_a$ 为负值时, φ_e 取为零。

4.3.3.5 水面传导散热通量 φ_c

φ_c 按与 φ_e 成固定比例关系推算:

$$\varphi_c = 0.46 \varphi_e (T_w - T_o) / (e_w - e_a) \quad (4.25)$$

4.3.4 水密度 ρ 的确定

处理异重流现象时, 水密度 ρ 按近似状态方程计算:

$$\rho = 1000 - 0.663 \times 10^{-2} (T_w - 4.0)^2 \quad T_w \geq 4.0^\circ\text{C} \quad (4.26)$$

模型中不考虑因泥沙、盐分含量引起的密度变化, 也不具备处理水温低于 4 °C 以下情况的能力。

4.4 方程的数值解法

采用差分法解上述热量方程。为方便计, 将 T 代替 T_w , 将 x 代替 A_x/B , 差分表达式为:

$$\left. \begin{aligned} \partial T / \partial t &\approx (T_{i,j+1} - T_{i,j}) / \Delta t \\ \partial T / \partial x &\approx (T_{i+1,j} - T_{i,j}) / \Delta x \\ \partial^2 T / \partial x^2 &\approx (T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}) / [2(\Delta x)^2] \end{aligned} \right\} \quad (4.27)$$

则

$$\left. \begin{aligned} \partial T / \partial t &\approx (T_{i,j+1} - T_{i,j}) / \Delta t \\ \partial T / \partial A_x &= \partial T / \partial (B \cdot x) = \partial T / \partial x / B \approx (T_{i+1,j} - T_{i,j}) / \Delta x / B \\ \partial^2 T / \partial A_x^2 &= \partial^2 T / \partial x^2 / B^2 \approx (T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}) / [2(\Delta x)^2] / B^2 \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

式中下标 i 为 x 的格点数, j 为时间 t 的格点数。将式 (4.28) 代入式 (4.3) 即得热量方程的差分式:

$$\begin{aligned} 2(\Delta x)^2 T_{i,j+1} + [2E_L \Delta t - 2(\Delta x)^2 - 2u\Delta x \Delta t] T_{i,j} + (2u\Delta x \Delta t - E_L \Delta t) T_{i+1,j} - \\ E_L \Delta t T_{i-1,j} = 2(\Delta x)^2 \Delta t S_{i,j} \end{aligned} \quad (4.29)$$

式中 $S_{i,j} = \varphi_{i,j} / (\rho C_h H)$ 。

初始条件和边界条件由式 (4.4)、(4.5)、(4.6) 确定, 均为给定输入值, 由式 (4.29) 来解 $T_{i,j}$ 值。此数值解法的稳定性不受各参数的限制, 但在 T 值不平滑时可能发生不稳定情况。

4.5 程序的编制

确定方程中有关中间变量、初始条件、边界条件后, 根据式 (4.29), 采用 Visual Fortran 语言编制成计算机程序。程序中需要输入的参数有: T_o 、 T_w 、 W 、 φ_{sm} 、 C 、 ΔT 。其中气象参数可以引用 DeST II 软件生成的气象数据, 温差 ΔT 根据当地供暖或制冷季节平均水温来确定。夏季冷凝器进出水的设计温差均取 11°C 。而冬季若水温过低, 为防止蒸发器表面结冰, 应加大水流量、减小蒸发器进出水温差, 因此冬季设计温差应按各地供暖季节平均水温来确定, 一般需要保证蒸发器出口水温不低于 4°C , 进口水温不低于 6°C 。

在我国中南部几个夏热冬冷地区中, 长沙供暖季节平均水温为 9.36°C , 南昌为 9.94°C , 杭州为 8.44°C , 武汉为 8.11°C , 上海为 7.72°C 。因此各地区冬季蒸发器进出口设计温差可分别取为: 长沙和南昌 5°C , 杭州和武汉 4°C , 上海 3.5°C 。若水温低于平均水温, 应加大流量, 调整温差; 若蒸发器进口水温接近或低于极限值, 应采取辅助加热以保证机组正常运行。计算中, 时间步长 $\Delta t = 1 \text{ h}$, 空间步长即等温线间距 $\Delta x = 1 \text{ m}$ 。

4.6 模拟结果与分析

4.6.1 模拟结果

图 4.4~4.8 为我国中南部几个冬冷夏热地区最冷月某天不同时刻湖水横向水温沿程分布的模拟图。图 4.9 为长沙地区气温最高的一天不同时刻湖水水温沿程分布的模拟图。由于夏季工况不是本文主要研究对象，因此只给出长沙地区 7 月 21 日的湖水水温沿程分布作为代表。

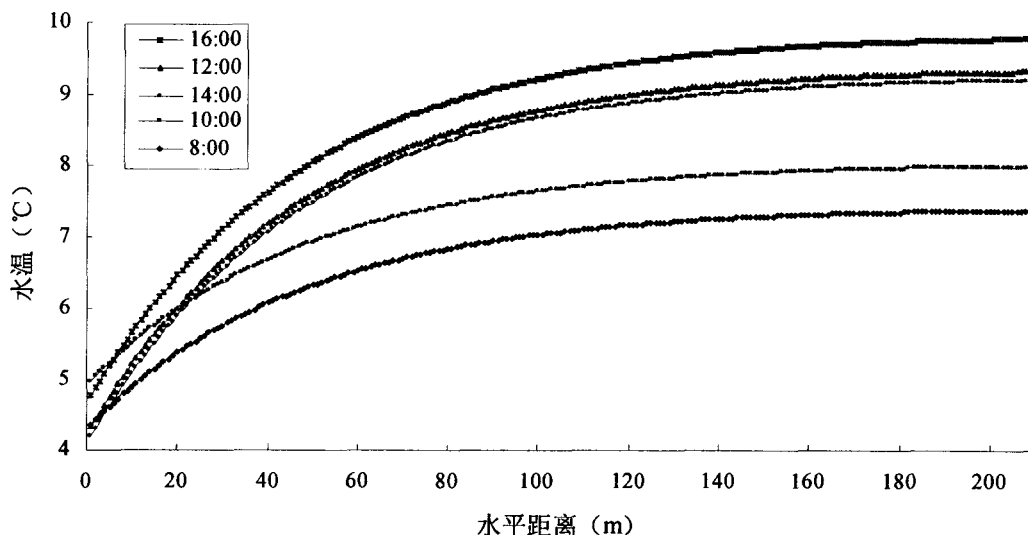


图 4.4 长沙地区 1 月 1 日湖水水温沿程分布模拟图

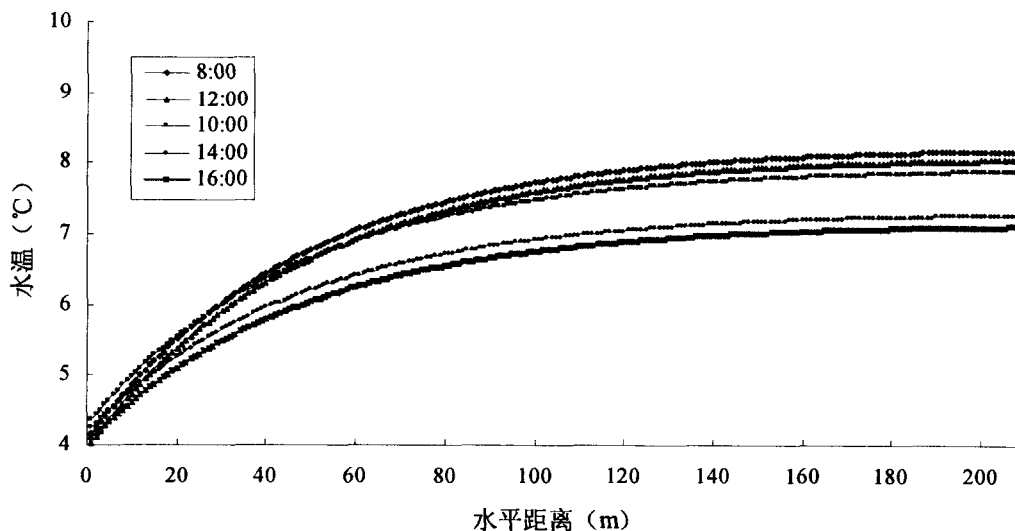


图 4.5 南昌地区 1 月 1 日湖水水温沿程分布模拟图

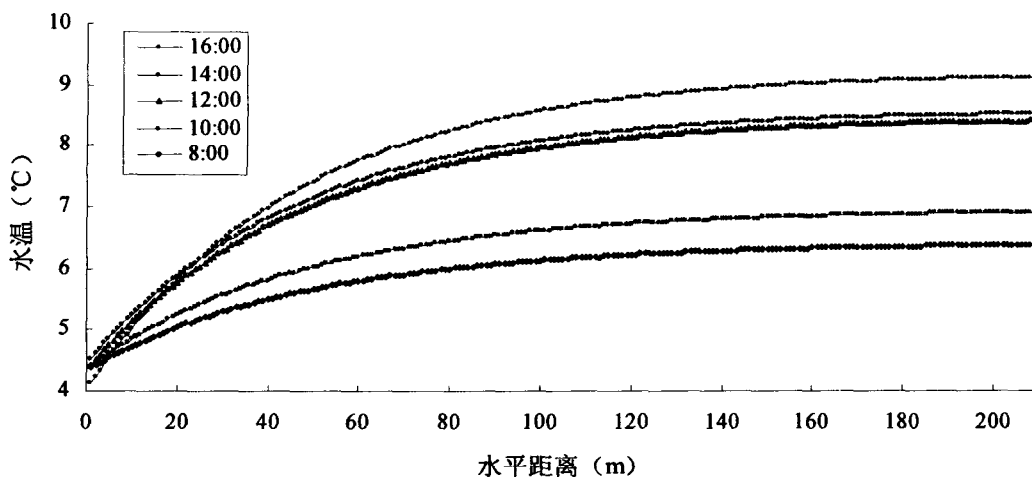


图 4.6 杭州地区 1 月 1 日湖水水温沿程分布模拟图

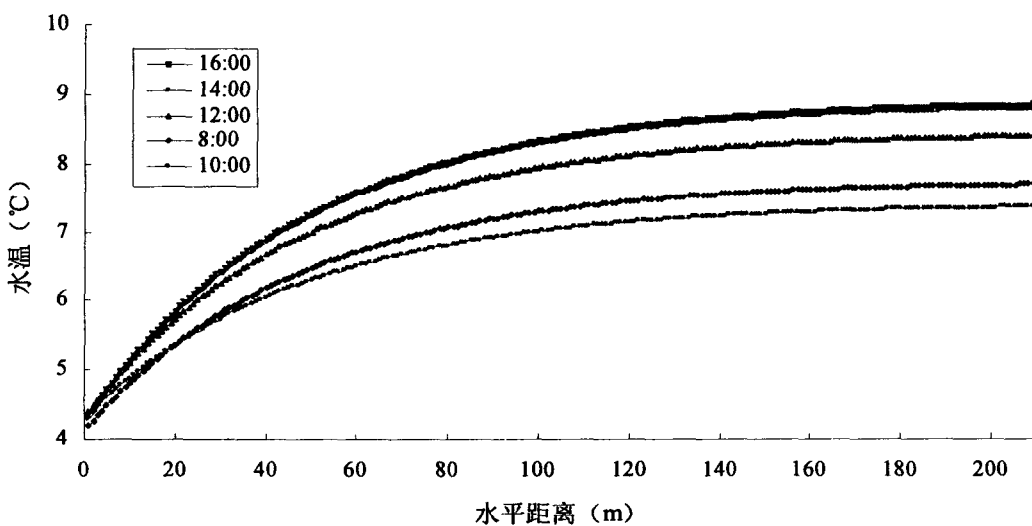


图 4.7 武汉地区 1 月 2 日湖水水温沿程分布模拟图

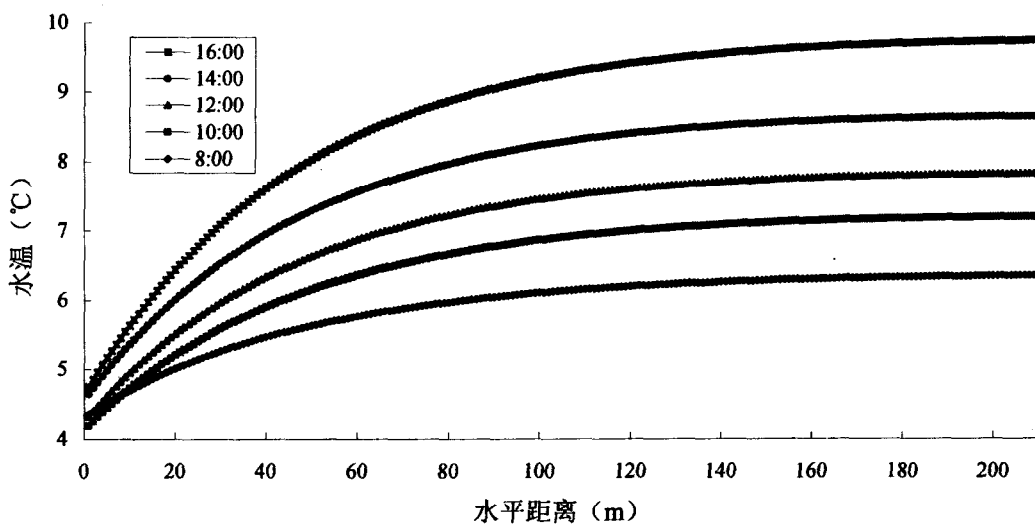


图 4.8 上海地区 1 月 7 日湖水水温沿程分布模拟图

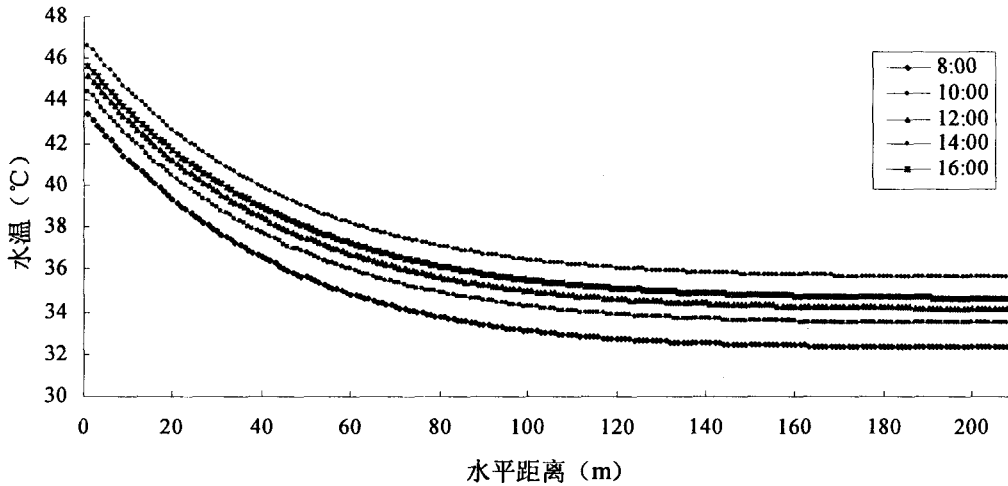


图 4.9 长沙地区 7 月 21 日湖水水温沿程分布模拟图

从图 4.4~4.8 可以看出，冬季湖水沿程水温在回水入流处温度较低，沿程不断升高，入流附近升温比较明显，随着距离的增加，升温趋势变缓，最后趋于平衡值。从图 4.9 可以看出，夏季湖水水温在回水入流处较高，沿程不断降低，入流附近降温比较明显，随着距离的增加，降温趋势变缓，最后趋于平衡值。要确定供回水管的最佳敷设位置，应综合考虑供暖季节和制冷季节以平均水温作为模型输入值的沿程水温分布。图 4.10、4.11 为以各地区供暖季节（12、1、2 月）和制冷季节（6~9 月）平均水温值作为模型输入值的横向沿程水温分布模拟图。

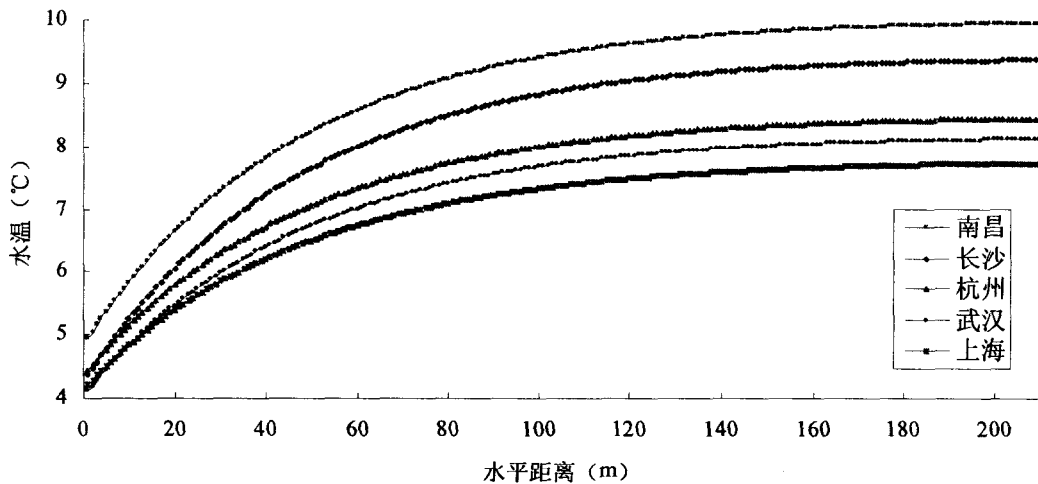


图 4.10 各地区供暖季节平均水温下的沿程水温分布模拟图

表 4.1 给出了各地区冬夏季不同沿程水温平衡精度 ε 下供水管距回水管埋管位置的最小水平距离 X 。水温平衡精度 ε 是用来描述水体某处的水温值接近平衡水温值的程度，是指水体某处的水温 $T_{w,X}$ 与平衡水温即距回水管最远处（210 m 处）的水温 $T_{w,210}$ 的差值占 210 m 处水温值的百分比，即

$$\varepsilon = \frac{|T_{w,X} - T_{w,210}|}{T_{w,210}} \times 100\% \quad (4.30)$$

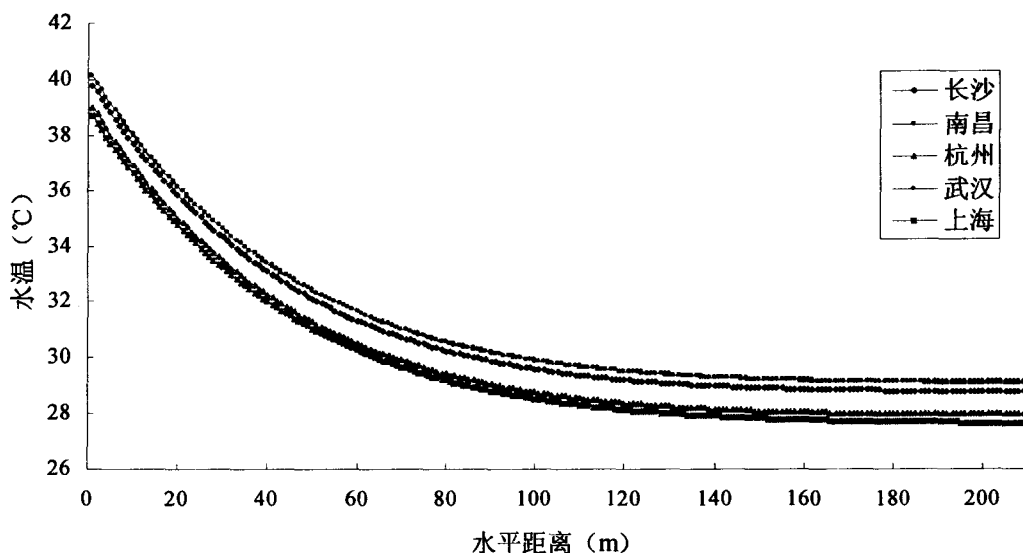


图 4.11 各地区制冷季节平均水温下的沿程水温分布模拟图

表 4.1 几个地区不同水温平衡精度下的供回水管最小水平距离 (m)

| 地区 ϵ 范围 | 长沙 | | 南昌 | | 杭州 | | 武汉 | | 上海 | |
|---------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 冬 | 夏 | 冬 | 夏 | 冬 | 夏 | 冬 | 夏 | 冬 | 夏 |
| $\leq 1\%$ | 160 | 130 | 155 | 130 | 157 | 130 | 160 | 130 | 159 | 139 |
| $\leq 2\%$ | 140 | 110 | 136 | 110 | 138 | 110 | 139 | 110 | 137 | 115 |
| $\leq 3\%$ | 128 | 98 | 124 | 97 | 123 | 98 | 125 | 97 | 123 | 102 |
| $\leq 4\%$ | 114 | 88 | 112 | 87 | 112 | 89 | 113 | 87 | 111 | 91 |
| $\leq 5\%$ | 105 | 80 | 103 | 80 | 102 | 81 | 105 | 80 | 102 | 83 |

结合图 4.10、4.11 和表 4.1 可以看出，夏季水温接近平衡值的速度比冬季快，因此应根据冬季模拟值确定供水管距回水管的最小水平距离。例如，如果要求水温平衡精度在 1% 以内，则各地区供水管敷设位置距回水管敷设位置的最小距离分别为：长沙 160 m，南昌 155 m，杭州 157 m，武汉 160 m，上海 159 m，依此类推。设计者可参考模拟结果，结合水温平衡精度的要求，根据实际地理特点来确定供回水管的最佳敷设位置。例如对于长沙地区某此类地表水体，确定排（取）水口位置之后，如果要求水温平衡精度 $\epsilon \leq 2\%$ ，则应在距排（取）水口水平距离 140 m 以外，选取最便于埋管、最便于施工的位置作为取（排）水口。

另外还可看出，利用湖水的水源热泵空调系统在长沙和南昌及气候类似地区设计温差取值最大，COP 值将会最高，运行效果将最佳，武汉和杭州及气候类似地区次之，上海及气候类似地区则将最差。

4.6.2 模型验证及误差分析

验证计算是模型应用必须做的工作，它是检验模型可用性的重要环节。以上模拟计算均是以湖南省湘潭市一人工湖尺寸参数作为输入参数。该人工湖从湘江

引水蓄湖。笔者于 2004 年 12 月 30 日对该湖水水温分布进行了实测，因此本文以该湖水的实测资料为主，进行一维横向水温分布模型的验证计算工作。实测时段模型输入参数为： $T_o=1.5^{\circ}\text{C}$ ， $T_w=6.3^{\circ}\text{C}$ ， $W=3\text{ m/s}$ ， $\varphi_{sm}=80.23\text{ W/m}^2$ ， $C=0.97$ ， $\Delta T=2.1^{\circ}\text{C}$ 。边界条件为： $T_w(0,t)=4.2^{\circ}\text{C}$ ， $T_w(210,t)=6.1^{\circ}\text{C}$ 。初始条件为： $T_w(x,0)=4.2^{\circ}\text{C}$ 。验证计算结果见图 4.12 和表 4.2。

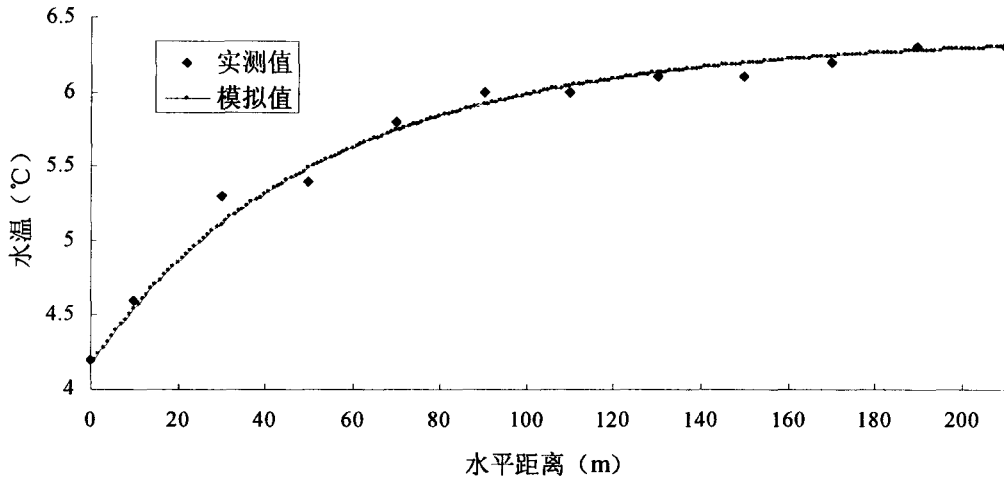


图 4.12 一维横向模型模拟值与实测值对比

表 4.2 水温实测值与模拟值的比较

| 距排水点距离 (m) | 实测值 (°C) | 模拟值 (°C) | 绝对误差 (°C) | 相对误差 (%) |
|------------|----------|----------|-----------|----------|
| 0 | 4.2 | 4.2 | 0 | 0 |
| 10 | 4.6 | 4.577 | -0.023 | -0.5 |
| 30 | 5.3 | 5.13 | -0.17 | -3.21 |
| 50 | 5.4 | 5.499 | 0.099 | 1.83 |
| 70 | 5.8 | 5.748 | -0.052 | -0.9 |
| 90 | 6 | 5.92 | -0.08 | -1.33 |
| 110 | 6 | 6.042 | 0.042 | 0.7 |
| 130 | 6.1 | 6.129 | 0.029 | 0.48 |
| 150 | 6.1 | 6.193 | 0.093 | 1.52 |
| 170 | 6.2 | 6.239 | 0.039 | 0.63 |
| 190 | 6.3 | 6.274 | -0.026 | -0.41 |
| 210 | 6.3 | 6.3 | 0 | 0 |
| 平均 | 5.692 | 5.688 | -0.004 | -0.07 |

结果表明，湖水的一维横向水温分布模型模拟计算值与实测值吻合良好，模拟值与实测值相对误差的绝对值范围在 0~3.21% 之间，平均相对误差为 0.96%，最大误差为 3.21%，该计算精度完全符合湖水横向水温分布的模拟要求。因此，

该模型能够应用于与湘潭市气候类似地区或同一流域其他拟建相似功能及类型的小型湖水、河水或浅水池等的水平方向沿程水温预测计算。

4.7 小结

本章通过分析影响水温的因素，在浅水池横向一维水温模型的基础上，建立了小型湖水横向水温沿程分布的一维数学模型，对我国中南部几个冬冷夏热地区拟建此类型地表水体的横向水温沿程分布进行了预测模拟。通过与实测值对比，对该模型进行了验证和误差分析，认为该模型具备模拟相似湖泊、河水、浅水池等的沿程水温变化的功能，计算方法简单，误差精度符合工程要求。计算所得的水温变化可作为利用该地表水作为热源（汇）的地表水源热泵空调系统可行性分析的基本资料，也可为确定供回水管敷设位置提供理论依据和指导。

该模型不具备处理水温低于 6°C 时的水温分布能力。长沙、南昌、杭州、武汉四个城市冬季白天水源热泵空调系统工作时间段水温基本在 6°C 以上。上海地区水温较低，利用地表水作为热源的水源热泵空调系统运行较不稳定，节能效果较其他地区差。

第 5 章 地表水源热泵系统供暖模式的优化

5.1 地表水源热泵空调系统供暖节能性分析及优化

近年来我国兴建的高层建筑多配有空调系统，空调系统冷热源选择和能耗分析对建筑设计和空调系统设计的节能优化、现有建筑物的节能改造、空调系统的运行管理都有重要意义。空气源热泵在长江中下游地区得到广泛应用，但其经济性和节能效益之关系尚有不少争论。为了判断某一建筑使用地表水源热泵系统的可行性、合理性及节能性，需要将气象条件、建筑类型和规模、水源和相关地质水文条件等因素对水源热泵系统全年运行能耗的影响进行计算机模拟分析。而空调系统全年能耗分析必须以建筑物全年负荷计算为基础。关于建筑物全年负荷计算有两种方法：一是建立建筑物热过程的动态模型，在计算机上作全年或某期间的逐时模拟，这需要合适的模拟软件、完整的气象资料和各种数据库以及建筑物描述等前后处理程序，这类计算软件一般较复杂，难使用。二是各种简化计算方法，如度日法、扩大度日法等。与动态模拟相比，后者精度稍差，但比较简单。

美国和英国等发达国家在 20 世纪 70 年代就已开发出了暖通空调能耗分析软件^[48~50]，美国能源部开发的 DOE (Department of Energy) 软件，英国的 ESP-r 软件，均在美国和欧洲得到了广泛的应用。2001 年，作为 DOE 软件和 BLAST (Building Load Analysis and System Thermodynamics) 软件的升级版本，美国能源部又开发了 EnergyPlus 软件^[51]，该软件集中了美国政府在建筑环境与设备领域的投资所产生的世界上最先进的科研成果，由美国加州伯克利大学 Lawrence Berkeley 国家实验室 (LBNL) 发行。建筑能耗模拟已经在美国等发达国家中普及，预计近年内将在中国推广和普及。目前国内的能耗分析软件有清华大学开发的 DeST 软件和上海华电源信息技术有限公司与上海现代建筑设计集团共同开发的 HDY-SMAD 空调负荷计算及分析软件等。

为了评价和比较热泵机组能耗与其他冷暖设备的能耗，陈丽萍、龚延风等介绍了一种适用于热泵机组能耗分析的软件。软件经工程实例计算，与实际能耗吻合得很好。汪训昌认为简单地用某个工况下的 COP 值评价热泵耗能是不够的，也是不全面的，而应用季节性制冷（供热）性能系数评价才客观^[52]。

本章将在前人研究的基础上，应用制热季节性能系数 (Heating Seasonal Performance Factor, HSPF) 对地表水源热泵空调系统供暖工况进行能耗分析和评价，提出一种简单易行的地表水源热泵空调系统供暖能耗分析方法——地表水源热泵系统 HSPF 值的逐日累加法。并以湖南湘潭某实际工程为例进行能耗分析。

5.1.1 地表水源热泵系统 HSPF 值的逐日累加算法

5.1.1.1 制热季节性能系数 (HSPF)

当室内所需制热的温度一定时，由于以地表水为热源的热泵制热系数不仅与热泵本身设计和制造的精巧程度有关，还与运行时地表水温的变化有关，而水温又是随地区及室外气温的不同而异的。因此，为了计算地表水源热泵用于某一地区供暖的能耗，以及进一步评价系统在整个采暖季节运行时的热力经济性，从而达到优化系统供暖的目的，就必须用到制热季节性能系数 (HSPF) 这一概念^[5]。HSPF 可表示为：

$$\text{HSPF} = \frac{\text{供热季节总的供热量}}{\text{供热季节总的输入能量}} = \frac{\text{建筑物热负荷}}{\text{供热季节热泵运行耗电量} + \text{辅助电热量}} \quad (5.1)$$

为了在实验室测定并计算某一热泵的 HSPF 值，必须具体规定热泵在试验工况下的具体运行时间。各个国家可根据具体情况划分为几个气候区并制订具体的工况试验规范。

美国能源部 (DOE) 为了节能和保护动力资源，已制订了测定集中式空调机能耗的统一试验方法，该方法对住宅用单元式设备规定了运行效率的季节性测定，对热泵用 HSPF 表示，而对空调器^①则用季节能效比 SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) 表示^[5]。地表水源热泵的 HSPF 值不仅与热泵的性能有关，还与气候条件、水温条件以及热泵供热部分负荷系数 (需热量与热泵制热量之比) 等有关。

5.1.1.2 逐日累加算法的提出

美国能源部和美国空调制冷研究所 (ARI) 提出用温度频段法来估算 HSPF 值^[53]。其估算式如下：

$$\text{HSPF} = \frac{\sum_{i=1}^m (Q_{1i} \times M_i)}{\sum_{i=1}^m (P_i \times D_i \times M_i) + \sum_{i=1}^m (Q_{ai} \times M_i)} \quad (5.2)$$

式中， m —— 供暖季节的温度频段数；

Q_{1i} —— 第 i 个温度频段建筑物热负荷，kW；

P_i —— 第 i 个温度频段热泵的耗电量，kW；

D_i —— 第 i 个温度频段的部分负荷系数；

Q_{ai} —— 第 i 个温度频段的辅助加热量，kW；

M_i —— 第 i 个温度频段的小时数，h。

将这种方法应用于地表水源热泵空调系统中，该系统运行时的 HSPF 值主要受到水源温度的影响，而水源温度常年较稳定，变化幅度较室外气温小，因此可

将上述估算方法进行简化，以逐日温度代替逐时温度，这样温度频段的小时数就可用天数来代替。本文将逐日进行累加计算。

假设水源热泵的样本数据与实际运行状况相符合；辅助加热采用电加热，假定电热的效率为 1.0。根据当天的日平均气温计算出建筑物热负荷，根据当天的日平均水温计算出热泵机组的供热量，将两者进行比较，若前者大于后者，则计算辅助加热量；若前者小于后者，则计算部分负荷率；若两者相等，则辅助加热量为 0，部分负荷率为 1。然后按照式 (5.2) 计算出 HSPF 值，此方法即为本章提出的地表水源热泵空调系统 HSPF 值的逐日累加算法。

逐日累加算法流程图如图 5.1 所示（其中 M 为供暖天数）。

5.1.1.3 逐日累加法的计算步骤

从图 5.1 可知，要确定 HSPF 值，需要确定 Q_{1i} 、 Q_{2i} 、 P_i 、 D_i 、 Q_{ai} 、 E_i 。其中建筑物热负荷 Q_{1i} 为室外温度 T_{oi} 的函数，热泵机组供热量 Q_{2i} 和输入功率 P_i 为水源水温 T_{wi} 的函数。其表达式分别为： $Q_{1i}=Q_1(T_{oi})$ ， $Q_{2i}=Q_2(T_{wi})$ ， $P_i=P(T_{wi})$ 。 Q_1 按式 (4.11) 计算。下面先确定型号为 LD-BL-1000 的水源热泵机组供热量 Q_2 和输入功率 P 的计算式，然后确定 D_i 、 Q_{ai} 、 E_i 的计算式。

由于产品样本^[54]所给出的性能曲线上只标出一定范围内的水温所对应供热量和输入功率，要计算此范围外水温所对应的机组供热量和输入功率，需要采用最小二乘法进行曲线拟合，将水源热泵机组供热量 Q_2 和输入功率 P 与水温的函数关系式表达出来。

1. 水源热泵供热量与水源温度关系的曲线拟合

利用最小二乘法进行曲线拟合，其法方程为

$$\sum_{j=0}^n (\varphi_k, \varphi_j) a_j = d_k \quad (k=0,1,\dots,n) \quad (5.3)$$

在产品样本的性能曲线上取 15 个样本点，选择二次函数作拟合曲线即可，即令 $S_2(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2$ ，这里 $m=14$ ， $n=2$ ， $\varphi_0(x)=1$ ， $\varphi_1(x)=x$ ， $\varphi_2(x)=x^2$ ，上述法方程也可写成矩阵形式：

$$Ga = d \quad (5.4)$$

其中 $a = (a_0, a_1, a_2)^T$ ， $d = ((\varphi_0, y), (\varphi_1, y), (\varphi_2, y))^T$ ，

$$G = \begin{bmatrix} (\varphi_0, \varphi_0) & (\varphi_0, \varphi_1) & (\varphi_0, \varphi_2) \\ (\varphi_1, \varphi_0) & (\varphi_1, \varphi_1) & (\varphi_1, \varphi_2) \\ (\varphi_2, \varphi_0) & (\varphi_2, \varphi_1) & (\varphi_2, \varphi_2) \end{bmatrix},$$

其中 $(\varphi_0, \varphi_0) = \sum_{i=0}^{14} 1 \times 1 = 15$ ； $(\varphi_0, \varphi_1) = (\varphi_1, \varphi_0) = \sum_{i=0}^{14} x_i = 225$ ；

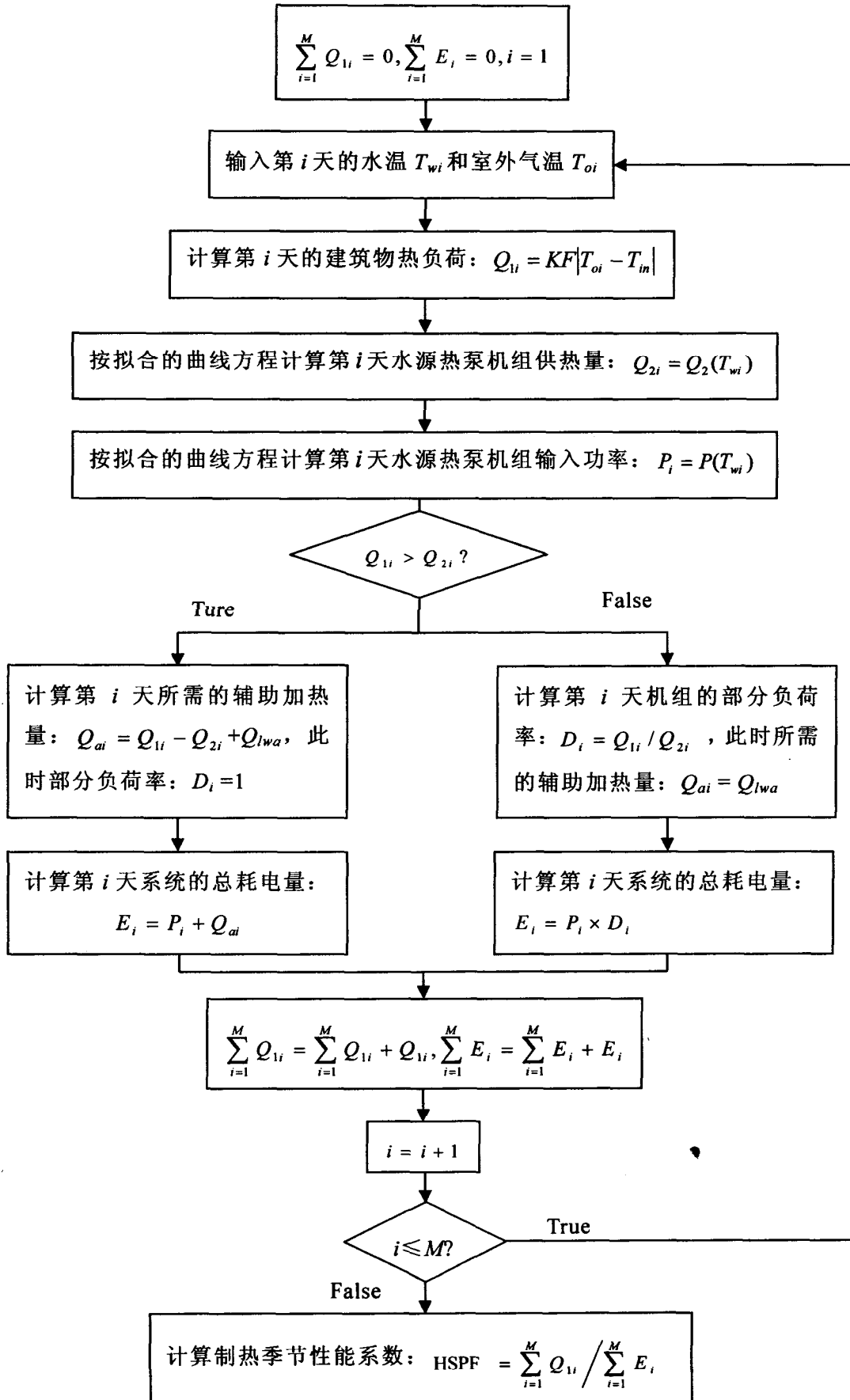


图 5.1 地表水源热泵系统 HSPF 值逐日累加计算法流程图

$$(\varphi_0, \varphi_2) = (\varphi_2, \varphi_0) = (\varphi_1, \varphi_1) = \sum_{i=0}^{14} x_i^2 = 3\ 655; \quad (\varphi_1, \varphi_2) = (\varphi_2, \varphi_1) = \sum_{i=0}^{14} x_i^3 = 63\ 225;$$

$$(\varphi_2, \varphi_2) = \sum_{i=0}^{14} x_i^4 = 1\ 146\ 727; \quad (\varphi_0, y) = \sum_{i=0}^{14} y_i = 14\ 724.39;$$

$$(\varphi_1, y) = \sum_{i=0}^{14} x_i y_i = 228\ 440.97; \quad (\varphi_2, y) = \sum_{i=0}^{14} x_i^2 y_i = 3\ 820\ 128.006.$$

代入式 (5.4) 便有:

$$\begin{bmatrix} 15 & 225 & 3655 \\ 225 & 3655 & 63225 \\ 3655 & 63225 & 1146727 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 14724.39 \\ 228440.97 \\ 3820128.006 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

采用高斯列主元消去法解式(5.5), 可得: $a_0 = 827.498$, $a_1 = -9.540$, $a_2 = 1.220$ 。
所以:

$$S_2(x) = 827.498 - 9.540x + 1.220x^2 \quad (5.6)$$

也就是说, 热水出水温度为 50°C 时热泵供热量 Q_2 与水温 T_w 的关系可以用下列函数来表示:

$$Q_2 = 1.220T_w^2 - 9.540T_w + 827.498 \quad (5.7)$$

热水出水温度为 45°C 及 55°C 时它们的关系式分别为:

$$Q_{2-45} = 1.220T_w^2 - 9.540T_w + 852.548 \quad (5.8)$$

$$Q_{2-55} = 1.220T_w^2 - 9.540T_w + 802.448 \quad (5.9)$$

图 5.2 为不同热水出水温度下水源热泵机组供热量的拟和曲线, 图 5.3 为 50°C 热水出水温度的拟和曲线与样本曲线对比图。

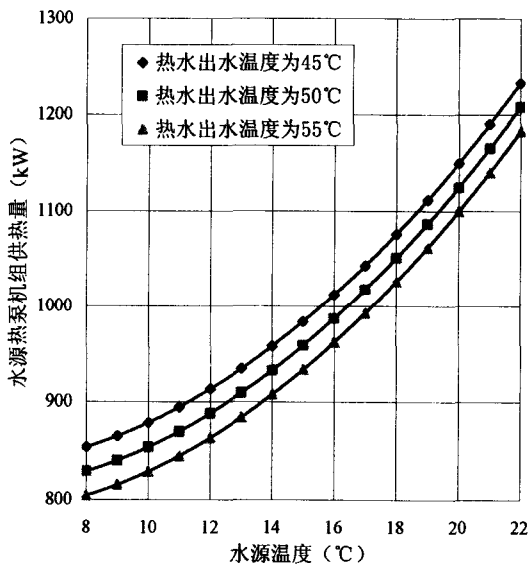


图 5.2 水源热泵供热量拟和曲线

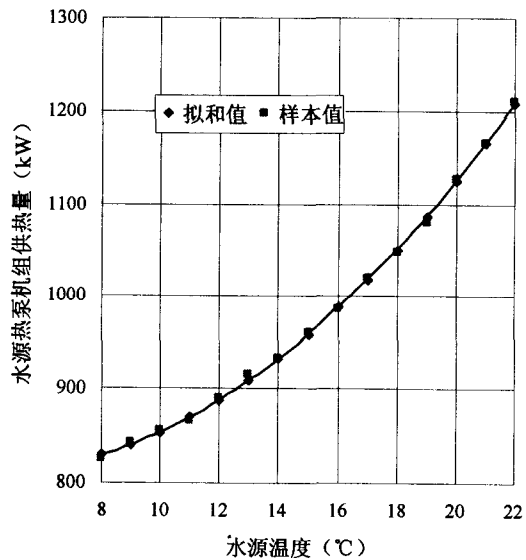


图 5.3 水源热泵供热量拟和曲线

与样本曲线对比

从图 5.3 可以看出拟和值与样本值基本吻合, 说明拟和曲线可靠。

2. 水源热泵输入功率与水源温度关系的曲线拟合

同理,采用最小二乘法可以得出热水出水温度为 50℃时热泵输入功率 P 与水温 T_w 的函数关系式为:

$$P = 0.167T_w^2 - 2.782T_w + 239.536 \quad (5.10)$$

热水出水温度为 45℃及 55℃时它们的关系式分别为:

$$P_{45} = 0.167T_w^2 - 2.782T_w + 223.552 \quad (5.11)$$

$$P_{55} = 0.167T_w^2 - 2.782T_w + 265.288 \quad (5.12)$$

图 5.4 为不同热水出水温度下水源热泵机组供热量的拟和曲线,图 5.5 为 50℃热水出水温度的拟和曲线与样本曲线对比图。

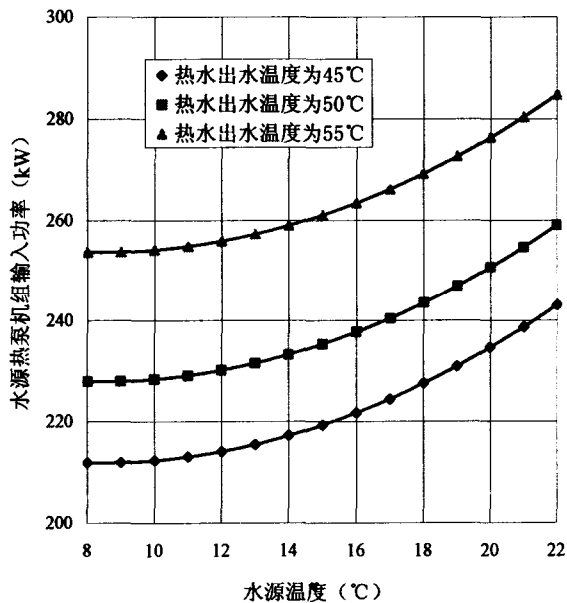


图 5.4 水源热泵输入功率拟和曲线

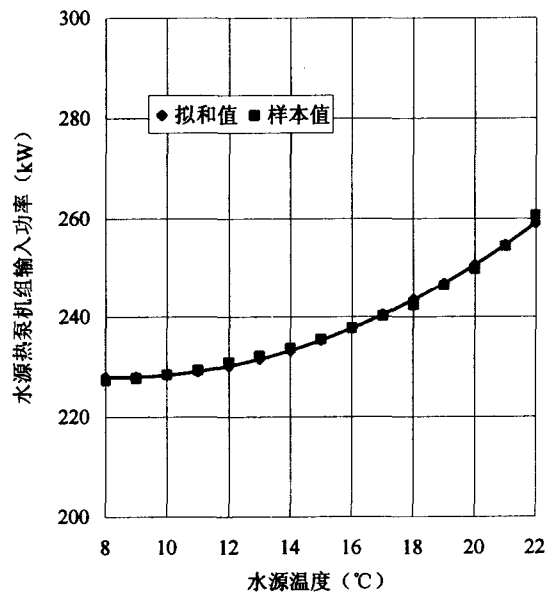


图 5.5 水源热泵输入功率拟和曲线
与样本曲线对比

从图 5.5 可以看出拟和值与样本值基本吻合,说明拟和曲线可靠。

3. 部分负荷率的计算

由于冬季建筑物的热负荷比夏季冷负荷小,而且相同输入功率下热泵在冬季能够提供的热量比在夏季能够提供的冷量大,所以在冬季 15 台热泵机组不用全部运行。在供暖季节,如果运行热泵台数不同,部分负荷率也就不同。如果某天运行的热泵机组所提供的总热量大于对应的建筑物热负荷,则部分负荷率 D 为当天建筑物热负荷与运行的热泵机组所能提供热量的比值;相反,如果某天运行的热泵机组所提供的总热量小于或等于对应的建筑物热负荷,则 $D=1$ 。即

$$\text{若 } NQ_2 > Q_1, \text{ 则 } D = \frac{Q_1}{NQ_2} \quad (5.13)$$

$$\text{若 } NQ_2 \leq Q_1, \text{ 则 } D = 1$$

式中, N ——供暖季节运行的水源热泵台数。

4. 辅助加热量的计算

根据美国制冷学会 ARI320 标准, 开式系统水源热泵对水温的要求是 $5\sim 38\text{ }^{\circ}\text{C}$, 在水温 $10\sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间运行能效比较高。LD 型地温中央空调系统在制热工况时, 水源水温应为 $7\sim 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。冬季水源温度较低时热泵能效比下降, 为满足室内空调要求, 需要补充热量, 采用电加热器提供辅助供热量。如果某天运行的热泵机组所提供的总热量小于当天建筑物热负荷, 不足的供热量就要由辅助加热器提供。当然, 若湖水温度低于 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, 应将湖水经辅助加热器预热后再引入机组, 以保障机组正常运行。此时的辅助加热量 Q_a 等于相应的热泵供热量与建筑物热负荷的差值加上湖水辅助加热量 Q_{lwa} 。反之, 辅助加热量即为 Q_{lwa} 。即

$$\begin{aligned} \text{若 } NQ_2 \geq Q_1, \text{ 则 } Q_a &= Q_{lwa} \\ \text{若 } NQ_2 < Q_1, \text{ 则 } Q_a &= Q_1 - NQ_2 + Q_{lwa} \end{aligned} \quad (5.14)$$

在计算出供暖季节每天的辅助供热量后, 将这些值累加就可以计算出整个供暖季节总辅助加热量, 运行的热泵台数不同, 总辅助加热量也不同。

5. 系统供暖日耗电量的计算

如果某天运行的热泵机组所提供的总热量大于当天建筑物热负荷, 则热泵机组在部分负荷下运行, 此时的满负荷输入功率 P 乘以部分负荷率 D 即为实际的输入功率即机组耗电量。在计算出当天部分负荷率及辅助热量的基础上, 系统供暖日耗电量 E 为机组耗电量加上当天辅助加热量。即

$$E = N \times P \times D + Q_a \quad (5.15)$$

式中, E ——系统供暖日耗电量, kW;

N ——运行的热泵机组台数。

在计算出每一水温下的供暖季节热泵耗电量后, 将这些值累加就可以计算出整个供暖季节总的热泵机组总的耗电量, 运行的水源热泵台数不同, 热泵总耗电量也不同。

6. HSPF 的计算

针对某一地区, 当建筑物围护结构特性、室内设计参数、室外空调设计温度、选用热泵机组的型号和特性确定后, 冬季运行的热泵机组台数不同, 则热泵机组总供热量、耗电量、所需辅助加热量也不同, HSPF 值亦随之不同。

采用 Visual Basic 语言, 按照图 5.1 编制计算机程序计算地表水源热泵空调系统 HSPF 值。程序输入参数为从湖南水文站收集的 2001 年 12 月 1~31 日, 1 月 1 日~2 月 28 日 (共计 90 天) 湘江湘潭站水温数据以及从湖南气象台收集的 2001 年 12 月 1 日~31 日, 1 月 1 日~2 月 28 日湘潭市室外干球温度数据 (见图 4.1)。其中只有 2001 年 1 月 27 日的水温为 $6.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, 低于 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, 需要采用辅助加热器进行预热方可引入机组。根据式 (3.9) 的计算可知此时湖水辅助加热量约为 165 kW。为计算简便起见, 假定水源热泵机组热水出水温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$; 面积热指标值为 58

W/m^2 ；室内设定温度为 $20^{\circ}C$ ，则计算结果见表 5.1。

表 5.1 逐日累加法计算地表水源热泵系统 HSPF 值的结果

| 运行水源热泵 机组台数 | 建筑物总热负荷 (kW) | 机组总耗电量 (kW) | 系统总辅助加热量 (kW) | HSPF 值 |
|----------------|-----------------|----------------|------------------|--------|
| 8 | 408 614.976 | 110 116.06 | 165 | 3.71 |
| 7 | | 109 504.12 | 2 095.11 | 3.66 |
| 6 | | 105 628.92 | 16 236.31 | 3.35 |
| 5 | | 94 726.02 | 56 416.16 | 2.70 |
| 4 | | 78 843.43 | 115 162.31 | 2.11 |
| 3 | | 60 727.56 | 182 347.69 | 1.68 |
| 2 | | 41 130.44 | 255 293.96 | 1.38 |
| 1 | | 20 591.08 | 331 937.13 | 1.16 |

5.1.2 地表水源热泵空调系统供暖节能性分析及优化

5.1.2.1 地表水源热泵系统节能性能最优的供暖模式

HSPF 值达到最大值的供暖模式即为节能性能最优的供暖模式。由表 5.1 可见，随着运行机组台数的减少，机组耗能量不断减小，系统辅助加热量则不断增大，HSPF 值也不断减小。水源热泵机组热水出水温度为 $50^{\circ}C$ ，面积热指标值为 $58 W/m^2$ ，室内设定温度为 $20^{\circ}C$ 时，运行 8 台水源热泵机组，辅助加热器仅仅用来加热水温低于 $7^{\circ}C$ 情况下的引入湖水，此时系统耗能量最小，HSPF 值达到最大值 3.71，此时系统供暖达到最节能状态。从节能角度看，这种供暖模式即为最优供暖模式。

5.1.2.2 几种因素对耗电量及最大 HSPF 值的影响

1. 机组热水出水温度的影响

从图 5.2、5.4 可看出，水源热泵机组出水温度越低，供热量越大，而输入功率则越小，COP 值也就越大。热水出水温度对系统供暖总耗电量的影响见图 5.6，对 HSPF 值的影响见图 5.7。

由图 5.6、5.7 可见，热水出水温度是影响最大 HSPF 值的重要因素。最大 HSPF 值随着水源热泵机组热水出水温度的升高而减小。热水出水温度越低，系统耗电量越小，而建筑物热负荷不变，因此引起 HSPF 值的增大。热水出水温度为 $45^{\circ}C$ 时的最大 HSPF 值达 4.10，最为节能。

2. 建筑特点的影响

影响水源热泵空调系统运行能耗的建筑因素很多，如围护结构热工性能、建筑蓄热特点、新风量、人员密度、设备发热量等^[55]。面积热指标值随着建筑物的

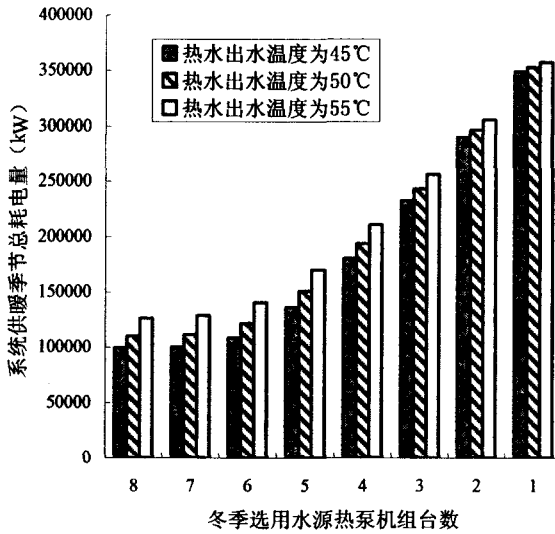


图 5.6 热水出水温度对水源热泵系统

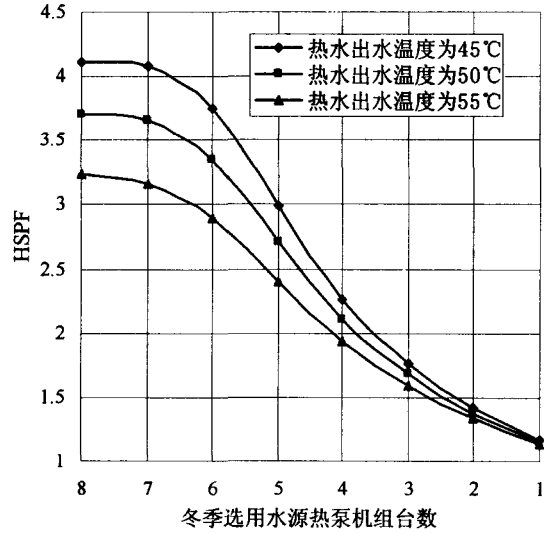


图 5.7 热水出水温度对水源热泵系统

供暖耗电量的影响

功能和特点不同而不同，在总结我国许多单位进行建筑物供暖负荷的理论计算和实测数据工作的基础上，我国《城市热力网设计规范》给出了供暖面积热指标的推荐值^[45]。如住宅、学校、办公楼等一般取 58~80 W/m²，影剧院、展览馆等一般取 95~115 W/m²。在此分别选取供暖面积热指标 $q_f = 58 \text{ W/m}^2$ 和 95 W/m^2 ，用来比较不同建筑特点对水源热泵系统 HSPF 值的影响。

HSPF 值的影响

以上计算中供暖面积热指标值均为 58 W/m²。如果取 95 W/m²，建筑物热负荷 Q_1 随室外气温 T_o 变化的动态方程则为：

$$Q_1 = 537.61 \times (20 - T_o) \quad (5.16)$$

建筑特点对系统供暖总耗电量的影响见图 5.8，对 HSPF 值的影响见图 5.9。

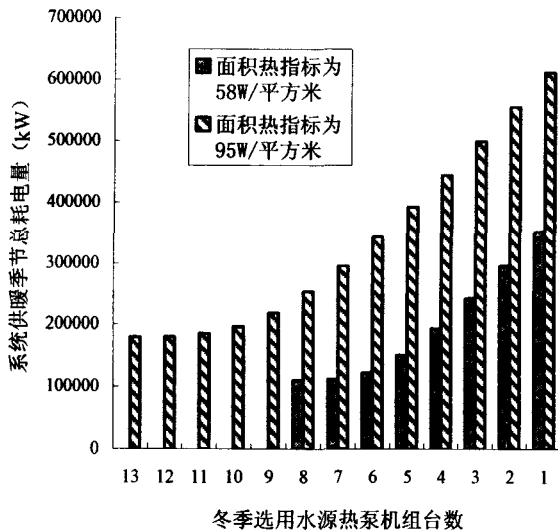


图 5.8 建筑特点对水源热泵系统供暖耗电量的影响

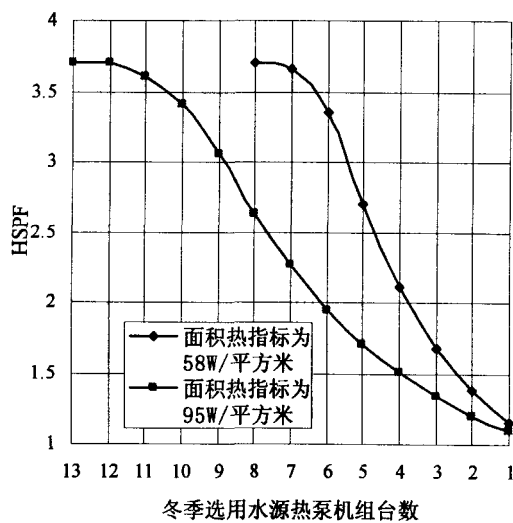


图 5.9 建筑特点对水源热泵系统 HSPF 值的影响

由图 5.8、5.9 可见，面积热指标值的变化对最大 HSPF 值影响不大。但是面积热指标值越小，冬季需要选用的水源热泵台数越少，最大 HSPF 值下供暖模式的耗电量越小，越为节能。

3. 空调房间室内设定温度的影响

空调房间室内设定温度对水源热泵系统供暖总耗电量的影响见图 5.10，对最大 HSPF 值的影响见图 5.11。

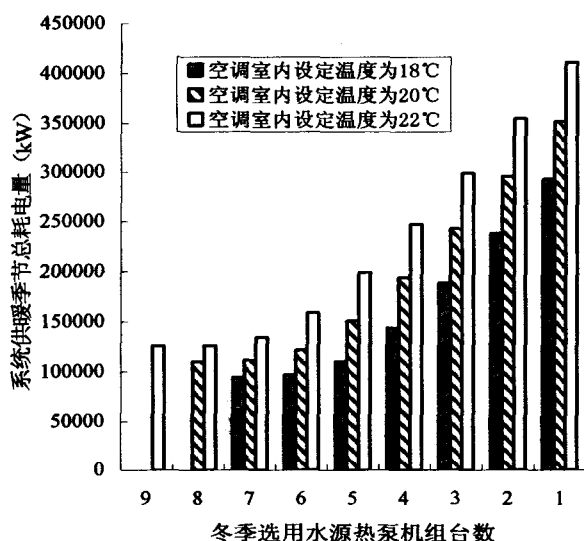


图 5.10 室内设定温度对水源热泵系统供暖耗电量的影响

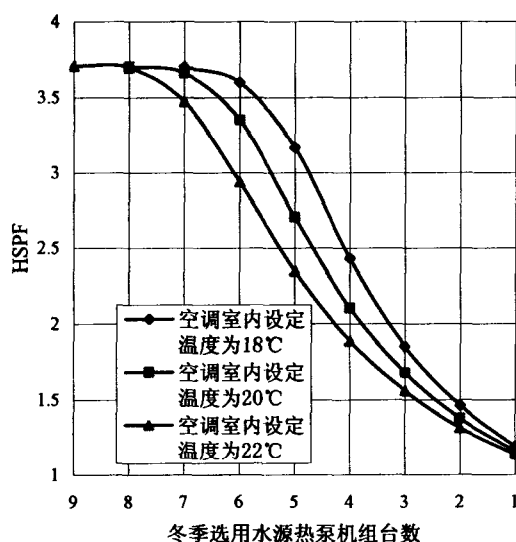


图 5.11 室内设定温度对水源热泵系统 HSPF 值的影响

由图 5.10、5.11 可见，空调室内设定温度对最大 HSPF 值几乎没什么影响，但是室内设定温度越小，建筑物热负荷会减小，需要运行的水源热泵台数越少，耗电量也就越小。如果室内设定温度降低 2℃，由 20℃降低至 18℃时，最大 HSPF 值变化不大，但是最大 HSPF 值所对应的供暖季节耗能量则由 110 281.06 kW 减小至 94 331.63 kW，每个供暖季节可以节约能量 15 949.43 kW，需要开启的热泵台数也减少 1 台，此时最为节能。相反，室内设定温度升高 2℃，由 20℃升高到 22℃时，最大 HSPF 值基本不变，最大 HSPF 值所分别对应的供暖季节耗能量则由 110 281.06 kW 增大到 126 069.51 kW，需要运行的水源热泵台数也由 8 台变为 9 台。

4. 气象条件的影响

我国幅员辽阔，南北地区气象条件差异很大，同样的建筑在不同地区，其负荷情况可能迥然不同。也就是说对于不同地区同样的建筑物，如果采用同一种水源热泵空调系统，其节能效果是不一样的，甚至可能是不节能的。本文分析南京、长沙、广州三个地区的气象条件对水源热泵系统供暖总耗电量以及 HSPF 值的影响。气象条件对地表水源热泵系统供暖总耗电量的影响见图 5.12，对 HSPF 值的影响见图 5.13。

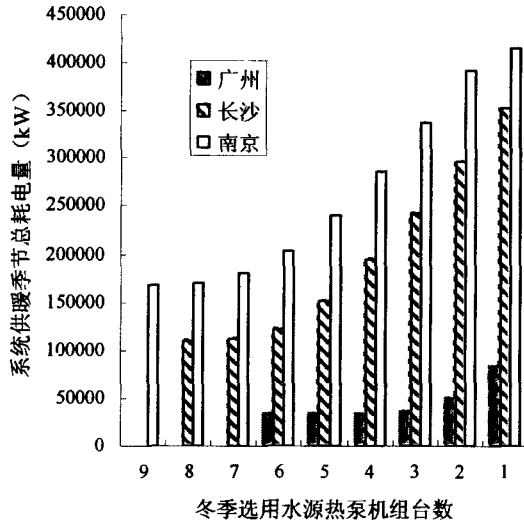


图 5.12 气象条件对水源热泵系统供暖耗电量的影响

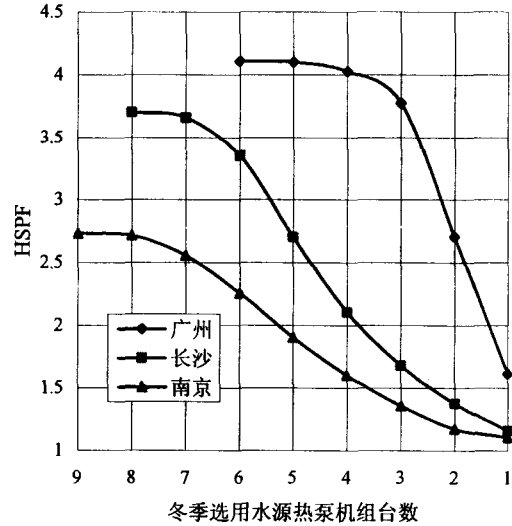


图 5.13 气象条件对水源热泵系统 HSPF 值的影响

由图 5.12、5.13 可见，气象条件也是影响最大 HSPF 值的重要因素。在气温较高的广州地区，系统供暖季节总耗电量最小，最大 HSPF 值则最高，达 4.11；在气温较低的南京地区，系统供暖耗电量最大，最大 HSPF 值最低，仅为 2.73。显然，地表水源热泵系统在热负荷越小的地区耗电量越小，节能性越好。

5.1.3 与风冷热泵系统的供暖节能性比较

家用风冷热泵（家用分体式空调）投资小、安装维修方便，所以在家庭空调中得到广泛应用，但是大型风冷热泵（中央空调）在高温、低温环境下的应用收到了巨大的挑战，具体存在如下几个方面的问题。

(1) 风冷热泵随着环境温度的降低（升高），制热（冷）量和制热（冷）效率不断降低，而人们对制热（冷）量的需求随着环境温度的降低（升高）而不断增加（减少），风冷热泵机组本身无法解决这个供热量与建筑物耗热量之间供需矛盾；

(2) 风冷热泵在低温环境下工作时，压缩机的排气温度会超过压缩机允许的工作范围，使得压缩机出现频繁的启停，无法正常工作；

(3) 当环境温度降到 5℃ 以下时，空气中的水蒸气会在蒸发器表面形成霜层，使蒸发器的换热系数降低，严重时使热泵系统无法正常工作；

(4) 在极端气候条件下，风冷热泵不能启动的情况下，采用的辅助加热量相当大，运行极不经济；

(5) 风冷热泵目前冬季除霜问题还没有完全得到解决；

(6) 风冷热泵机组完全安装在室外，夏季制冷时对周围大气造成热岛效应。

与之比较, 水源热泵机组显示出了不少优势, 下面对地表水源热泵和风冷热泵制热工况的运行能耗以及 HSPF 值进行比较。

在湖南省, 冬季雨加雪的天气持续时间较长, 气温保持在 $-2^{\circ}\text{C}\sim 4^{\circ}\text{C}$, 相对湿度为 $80\%\sim 83\%$ 。这种情况下风冷热泵机组的蒸发器表面挂霜极快, 蒸发温度迅速降低, 使节流后的液体温度很快降到 -5°C , 但因时间间隔未达到设定值 (通常为 30 min), 造成机组无法进行除霜工作而继续维持着制热运行, 从而出现了蒸发器霜层过厚甚至冻结, 机组低压保护而停机的现象^[56]。本文根据文献[57]考虑结霜除霜的影响: 日平均气温高于 5.8°C 时, 不考虑结霜对风冷热泵的影响; 日平均气温低于 5.8°C 时, 由于相对湿度一般情况下大于 67% , 所以可考虑 $T_o < 2^{\circ}\text{C}$ 时, 除霜修正系数取 0.94 ; $2 \leq T_o < 3^{\circ}\text{C}$ 时, 取 0.95 ; $3 \leq T_o < 4^{\circ}\text{C}$, 取 0.96 ; $4 \leq T_o < 5^{\circ}\text{C}$ 时, 取 0.97 ; $5 \leq T_o \leq 5.8^{\circ}\text{C}$ 时, 取 0.98 。

5.1.3.1 运行能耗的比较

如果采用风冷热泵系统进行供暖, 在此以选用 LSQWRF390 型模块化风冷热泵冷热水机组为例。机组额定制冷量 390 kW , 制热量 420 kW ; 制冷额定功率 131.3 kW , 制热额定功率 127.8 kW 。根据式 (5.15) 分别计算地表水源热泵系统和风冷热泵系统的逐日耗能量。计算结果如图 5.14 所示。

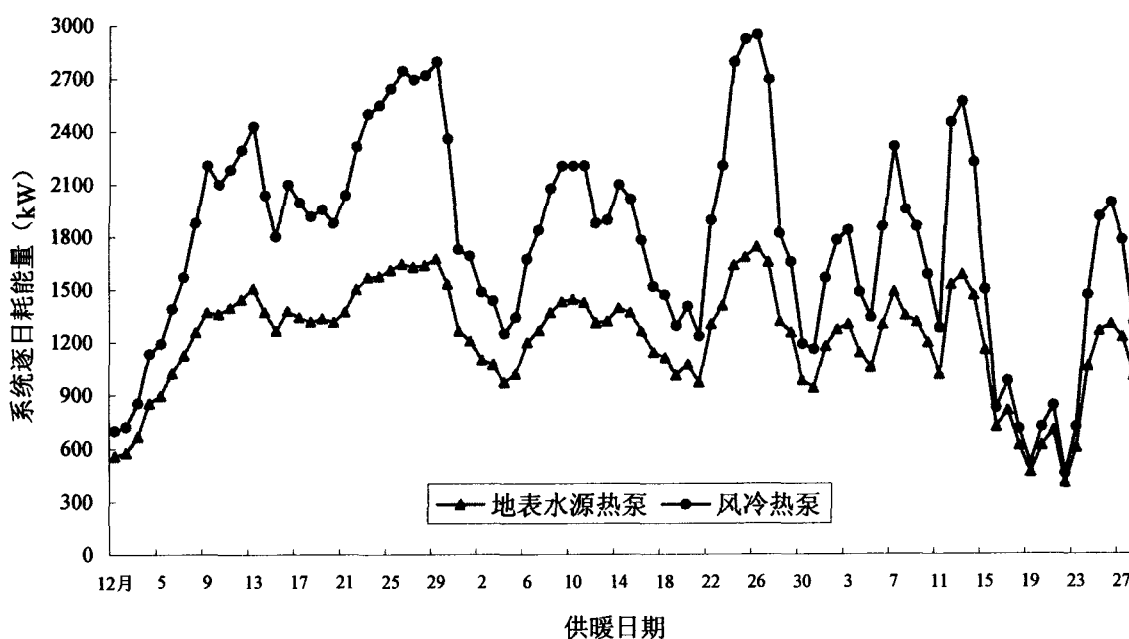


图 5.14 水源热泵系统与风冷热泵系统逐日耗能量的比较

随着室外气温的不同, 建筑物热负荷也随之不同, 需要运行的热泵机组台数也就不同。随着气温的升高, 需要运行的热泵机组台数会减少。表 5.2 给出了水源热泵系统与风冷热泵系统根据气温的变化调节运行机组台数的建议值以及每个温度频段下相应的耗能量, 并给出水源热泵系统的能量节约率。

表 5.2 水源热泵与风冷热泵系统根据气温调节运行台数的建议值及比较

| 气温 频段 | 气温变化范 围 (°C) | 建议运行水 源热泵台数 | 水源热泵系 统耗能量 (kW) | 建议运行风 冷热泵台数 | 风冷热泵系 统耗能量 (kW) | 水源热泵 系统能量 节约率 |
|----------|-----------------|----------------|-----------------------|----------------|-----------------------|---------------------|
| I | ≤2.3 | 8 | 15 101.58 | 22 | 24 979.75 | 39.5% |
| II | 2.4~4.7 | 7 | 33 325.54 | 19 | 51 708.73 | 35.6% |
| III | 4.8~7.3 | 6 | 38 975.10 | 15 | 55 031.43 | 29.2% |
| IV | 7.4~9.5 | 5 | 15 265.92 | 11 | 19 779.45 | 22.8% |
| V | 9.6~12.7 | 4 | 3 757.63 | 8 | 4 641.91 | 19.0% |
| VI | 12.8~14.6 | 3 | 3 447.20 | 6 | 4 090.04 | 15.7% |
| VII | ≥14.7 | 2 | 408.10 | 4 | 456.69 | 10.6% |

由图 5.14、表 5.2 可见，地表水源热泵系统供暖耗能量较风冷热泵系统小得多，而且气温越低，地表水源热泵系统能量节约率越大，节能优势越明显。一个供暖季节，较风冷热泵系统而言，采用地表水源热泵系统可以节约 31.4% 的能量。

5.1.3.2 HSPF 值的比较

为了比较水源热泵系统与风冷热泵系统的 HSPF 值，采用逐日累加法计算风冷热泵供暖系统的 HSPF 值。为了便于比较，取热水出水温度为 50°C 的工况进行计算。根据厂家提供的样本曲线^[58]，采用最小二乘法将 LSQWRF390 型风冷热泵机组供热量 Q_{2a} 与室外气温 T_o 的关系拟和成下列函数：

$$Q_{2a} = -0.018T_o^3 + 0.371T_o^2 + 11.557T_o + 298.553 \quad (5.17)$$

图 5.15 为机组热水出水温度为 50°C 时的拟和曲线与样本曲线对比图。图 5.16 为逐日累加法计算风冷热泵供暖系统 HSPF 值的结果。

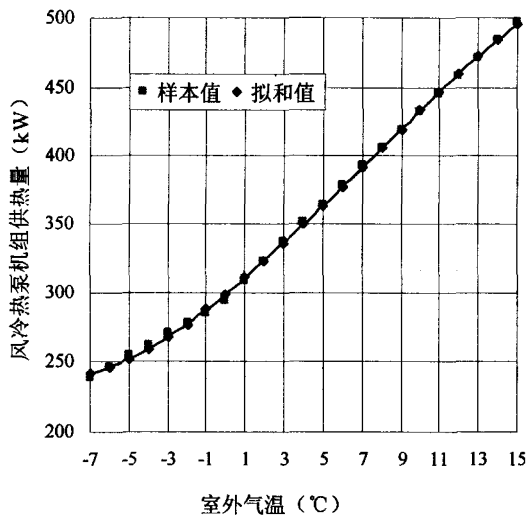


图 5.15 风冷热泵供热量拟和曲线
与样本曲线对比

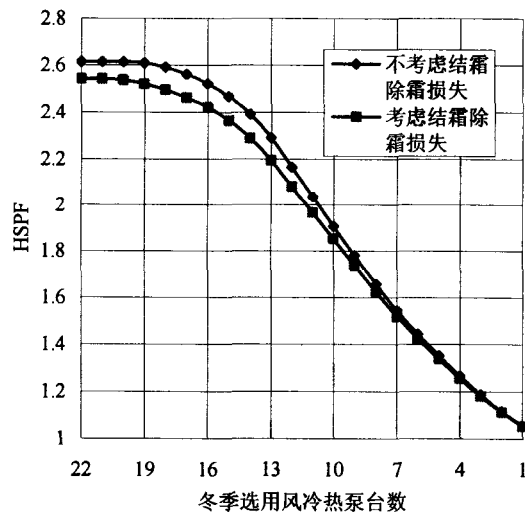


图 5.16 风冷热泵系统的 HSPF 值变化图

由图 5.15 可以看出拟和值与样本值基本吻合，证明拟和曲线可靠。由图 5.16 可知，风冷热泵 HSPF 值在选用 22、21、20 台时基本相等，达到最大值，因此可选用 20 台。未考虑结霜除霜损失系数的影响时，系统耗电量为 156 230.26 kW，只有 1 天需要进行辅助加热，总辅助加热量为 35.654 kW，在需要进行辅助加热的那一天，室外平均气温为 1℃，此时 HSPF 值为 2.62。考虑结霜除霜损失系数的影响后，系统耗电量为 161 033.29 kW，气温低于 3℃就要进行辅助加热，总辅助加热量为 902.04 kW。也就是说，要想让风冷热泵机组供热工况达到最节能的状态，即让季节性能系数 HSPF 值达到最大值，此时冬季运行 20 台热泵机组，在室外日平均干球温度降至 3℃及以下时，开启电加热器进行辅助加热。这种运行方式下，风冷热泵供暖系统达到最节能状态，其 HSPF 值为 2.54。

图 5.17 为水源热泵与风冷热泵系统 HSPF 值的比较，横坐标是指冬季所选用热泵机组总的铭牌制热量。表 5.3 为各自节能性能最优的供暖模式参数比较。

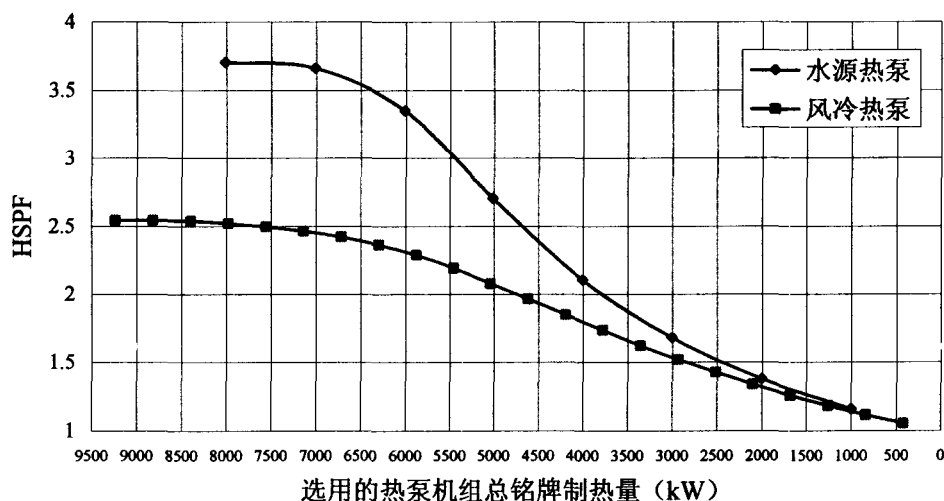


图 5.17 水源热泵与风冷热泵系统 HSPF 值的比较

表 5.3 水源热泵与风冷热泵系统节能性能最优的供暖模式参数比较

| 供暖系统 | 建筑物热负荷(kW) | 辅助加热量(kW) | 系统总耗能量(kW) | HSPF | 选用热泵总铭牌制热量(kW) | 选用热泵台数 |
|------|------------|-----------|------------|------|----------------|--------|
| 水源热泵 | 408 614.98 | 165 | 110 281.06 | 3.71 | 7 014 | 8 |
| 风冷热泵 | 408 614.98 | 902.04 | 161 033.29 | 2.54 | 8 820 | 20 |

由图 5.17 和表 5.3 可见，风冷热泵系统的耗电量比水源热泵系统大得多，在同等总铭牌制热量的条件下，水源热泵系统 HSPF 值则比风冷热泵高得多。因此，水源热泵系统较风冷热泵系统节能。一个供暖季节，若采用水源热泵空调系统，将比采用风冷热泵空调系统节约 31.4% 即 50 752.23 kW 的能量。另外，在各自最优供暖模式下，风冷热泵系统的 HSPF 值只有 2.54，而水源热泵系统的 HSPF 值则高得多，达 3.71。可见从节能的角度看，在湖南这类气候地区，水源热泵空调系统较风冷热泵空调系统有着明显的优势。

5.2 地表水源热泵空调系统供暖经济性分析及优化

地表水源热泵空调系统的经济性取决于多种因素。不同地区，不同水源条件，不同能源结构及价格等都将直接影响到其经济性。为了推广使用地表水源热泵空调系统，需要估算该系统在某一地区使用的初投资及运行费用，以评价其经济性。由于供暖季节更具代表性，本章将以湖南湘潭此实际工程为例，采用费用年值法对地表水源热泵空调系统的供暖经济性进行分析并从经济性的角度对其供暖模式进行优化。

5.2.1 地表水源热泵空调系统供暖初投资

热泵系统的供暖初投资 C_I 一般可以分为两部分：供暖设备投资费用（包括运输安装费）和电力配套设备费用。

5.2.1.1 供暖设备初投资

地表水源热泵供暖系统初投资包括机房土建费、热泵机组及辅助加热器费用、水泵及其它辅助设备费、冷热水管网的材料费及施工费、安装费用、还有引水管道投资、引水泵站及水处理设施投资。

5.2.1.2 电力配套设备费

电力配套设备费 C_z 为配置配电柜等配套设备的费用，按式（5.18）计算。

$$C_z = P_{ez}(W_{hp} + W_{eh}) \quad (5.18)$$

式中， P_{ez} ——单位功率电力配套设备费，元/kW；

W_{hp} ——热泵机组铭牌输入功率，kW；

W_{eh} ——电供暖器铭牌输入功率，kW。

5.2.2 地表水源热泵空调系统供暖运行费用

地表水源热泵系统供暖的运行费用 C_r 包括系统运行耗能费用、基本电费、维修费、折旧费及管理费^[59]。

5.2.2.1 运行耗能费用

运行耗能费用 C_{yx} 是以整个供暖季节的能耗为基础的。按式（5.15）计算逐日耗能量，再按式（5.19）计算运行耗能费用。

$$C_{yx} = kP_e \times \sum_{i=1}^M E_i \quad (5.19)$$

式中， P_e ——电价，元/kW·h；

k ——系统日运行小时数，h/d；

M ——系统运行天数，d。

5.2.2.2 基本电费

基本电费 C_{jb} 是以月电功率 (kW) 或变压器容量 (kV·A) 按月收取。

$$C_{jb} = 12P_{fl}(W_{hp} + W_{eh}) \quad (5.20)$$

式中, P_{fl} ——单位安装功率的费率, 元/(月·kW);

5.2.2.3 维修费、折旧费及管理费

我国目前尚无量化的空调系统日常维修费及设备折旧费计算方法, 为简化计算, 取每年设备维修费及折旧费为设备初投资的 6%。假定每名管理人员平均日工资为 40 元, 按此计算管理费。

5.2.3 采用费用年值法进行经济性分析

空调系统技术方案费用一般包括工程初投资和年运行费用两部分, 由于工程投资和年运行费用是两项性质不同的费用, 因此不能将两者简单相加。我们所采用的费用年值法, 就是利用投资效果系数 (或资金回收系数) 这个折算比率, 将初投资费用折算成与年运行费用相类似的费用, 然后再与运行费用相加, 得出费用年值^[60]。费用年值计算公式为:

$$Z = C_i \left| \frac{j(1+j)^n}{(1+j)^n - 1} \right| + C_r \quad (5.21)$$

式中, Z ——费用年值, 元/a;

j ——基准折现率 (年利率), 取 10%;

n ——设备使用年限, 取 20 年。

单位建筑面积费用年值计算公式为:

$$Z_s = Z / F \quad (5.22)$$

式中, Z_s ——单位建筑面积费用年值, 元/(m²·a);

F ——建筑面积, m²。

式 (5.22) 为热泵系统单位建筑面积的费用年值。该目标函数是许多变量的函数, 但实际上, 当折现率、设备使用年限、各种设备及能源价格确定后, 它仅仅与供暖季节供暖模式有关, 即与选用的热泵机组台数有关。显然, 当单位建筑面积费用年值取最小值时的供暖模式为经济性最优的供暖模式。

5.2.4 费用年值法计算结果及经济性最优的供暖模式

假定冬季供暖 90 天, 日运行时间 k 取 8 h/d; 电价 P_e 取 0.56 元/kW·h; 单位功率电力配套设备费 P_{ez} 取 1 000 元/kW; 单位安装功率的费率 P_{fl} 取 8 元/(月·kW); 有 10 名管理人员。水源热泵机组热水出水温度为 50℃; 面积热指标值为 58 W/m²; 室内设定温度为 20℃。

直接从厂家获取水源热泵机组和辅助电加热器的价格。所需供暖设备初投资

的估算（不计变配电设备及控制系统费用）如下：每台地温中央空调机组 94.7 万元；水泵及其它辅助设备 75 万元；机房土建费 50 万元；冷热水管网投资 80 万元；安装费用（含机房管道费用、材料费）180 万元；引水管道投资 365 万元；引水泵站及水处理设施投资 78 万元。辅助加热器选用中央空调用辅助电加热器 DR 系列，价格如下：DR110 型 1.09 万元；DR150 型 1.35 万元；DR200 型 1.68 万元；DR250 型 2.02；DR400 型 2.88 万元。水源热泵系统供暖投资费用计算如下：

表 5.4 水源热泵系统初投资的计算

| 选用水源热泵台数 | 所选辅助电加热器 | | 辅助加热设备初投资 (万元) | 热泵机组及其他设施费 (万元) | 热泵机组铭牌输入功率 (kW) | 电加热器铭牌输入功率 (kW) | 电力配套设备费 (万元) | 水源热泵系统初投资 (万元) |
|----------|----------|----|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-----------------|-------------------|
| | 型号 | 台数 | | | | | | |
| 8 | DR200 | 1 | 1.68 | 1 585.6 | 1 776 | 200 | 197.6 | 1 784.88 |
| 7 | DR400 | 1 | 3.97 | 1 490.9 | 1 554 | 510 | 206.4 | 1 701.27 |
| | DR110 | 1 | | | | | | |
| 6 | DR400 | 3 | 9.99 | 1 396.2 | 1 332 | 1 350 | 268.2 | 1 674.39 |
| | DR150 | 1 | | | | | | |
| 5 | DR400 | 5 | 15.75 | 1 301.5 | 1110 | 2 150 | 326.0 | 1 643.25 |
| | DR150 | 1 | | | | | | |
| 4 | DR400 | 7 | 21.84 | 1 206.8 | 888 | 3 000 | 388.8 | 1 617.44 |
| | DR200 | 1 | | | | | | |
| 3 | DR400 | 9 | 27.6 | 1 112.1 | 666 | 3 800 | 446.6 | 1 586.3 |
| | DR200 | 1 | | | | | | |
| 2 | DR400 | 11 | 33.7 | 1 017.4 | 444 | 4 650 | 509.4 | 1 560.5 |
| | DR250 | 1 | | | | | | |
| 1 | DR400 | 13 | 39.46 | 922.7 | 222 | 5 450 | 567.2 | 1 529.36 |
| | DR250 | 1 | | | | | | |

表 5.5 水源热泵系统运行耗能费及基本电费的计算

| 选用水源热泵台数 | 供暖季节热泵机组总能耗 (kW) | 供暖季节辅助加热器总能耗 (kW) | 运行耗能费用 (万元) | 热泵铭牌输入功率 (kW) | 电加热器铭牌输入功率 (kW) | 基本电费 (万元) |
|----------|---------------------|----------------------|----------------|------------------|--------------------|--------------|
| 8 | 110 116.060 | 165 | 49.41 | 1 776 | 200 | 18.97 |
| 7 | 109 504.122 | 2 095.11 | 49.92 | 1 554 | 510 | 19.81 |
| 6 | 105 628.922 | 16 236.31 | 54.52 | 1 332 | 1 350 | 25.75 |
| 5 | 94 726.015 | 56 416.16 | 67.64 | 1 110 | 2 150 | 31.30 |

续表

| | | | | | | |
|---|------------|------------|--------|-----|-------|-------|
| 4 | 78 843.430 | 115 162.31 | 86.84 | 888 | 3 000 | 37.32 |
| 3 | 60 727.563 | 182 347.69 | 108.82 | 666 | 3 800 | 42.87 |
| 2 | 41 130.444 | 255 293.96 | 132.72 | 444 | 4 650 | 48.90 |
| 1 | 20 591.081 | 331 937.13 | 157.86 | 222 | 5 450 | 54.45 |

表 5.6 水源热泵系统供暖费用年值的计算

| 选用水源热泵台数 | 系统初投资 (万元) | 运行耗能费 (万元) | 基本电费 (万元) | 维修费及折旧费 (万元) | 管理费 (万元) | 年供暖运行费 (万元) | 费用年值 (万元/a) | 单位建筑面积费用年值 (元/(m ² ·a)) |
|----------|------------|------------|-----------|--------------|----------|-------------|-------------|------------------------------------|
| 8 | 1 784.88 | 49.41 | 18.97 | 107.09 | 3.6 | 179.07 | 388.79 | 31.23 |
| 7 | 1 701.27 | 49.92 | 19.81 | 102.08 | | 175.41 | 375.31 | 30.15 |
| 6 | 1 674.39 | 54.52 | 25.75 | 100.46 | | 184.33 | 381.07 | 30.61 |
| 5 | 1 643.25 | 67.64 | 31.30 | 98.60 | | 201.14 | 394.22 | 31.66 |
| 4 | 1 617.44 | 86.84 | 37.32 | 97.05 | | 224.81 | 414.86 | 33.32 |
| 3 | 1 586.30 | 108.82 | 42.87 | 95.18 | | 250.47 | 436.86 | 35.09 |
| 2 | 1 560.50 | 132.72 | 48.90 | 93.63 | | 278.85 | 406.04 | 37.13 |
| 1 | 1 529.36 | 157.86 | 54.45 | 91.76 | | 307.67 | 487.37 | 39.15 |

图 5.18 为水源热泵供暖系统单位建筑面积费用年值随冬季选用水源热泵机组台数的变化图。

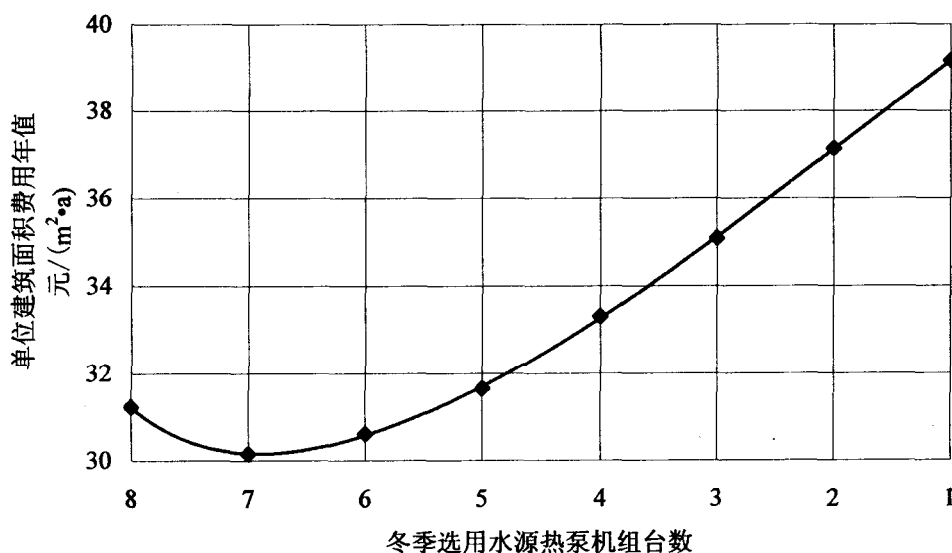


图 5.18 单位建筑面积费用年值随选用水源热泵台数的变化图

由表 5.6 及图 5.18 可见，选用机组台数较多时，单位建筑面积的供暖费用年值先有所下降，当选用 7 台时达到最小值，然后随着选用机组台数的减少而不断增大。在机组热水出水温度为 50℃，面积热指标值为 58 W/m²，室内设定温度为

20℃的情况下，选用 7 台水源热泵机组时的供暖费用年值最小。此时年运行费用比选用 8 台时减少 3.66 万元，初投资减少 83.61 万元，单位建筑面积费用年值减少 1.08 元/ (m²·a)。因此，从经济角度来看，冬季选用 7 台水源热泵机组，在室外日平均气温降至 2.1℃ 以下或水温降至 7℃ 以下时开启电加热器进行辅助加热，所需辅助加热量为 2095.11 kW，这种供暖模式为经济性最优的供暖模式。

5.2.5 与风冷热泵系统的供暖经济性比较

如果采用风冷热泵系统进行供暖，仍以选用 LSQWRF390 型模块化风冷热泵冷热水机组为例。每台风冷热泵制热量为 420 kW，合 36.12 万 kcal/h。按市场上风冷热泵价格 1.4 元/kcal 估算，每台风冷热泵机组所需的初投资为 50.6 万元；水泵及其他辅助设备投资 80 万元；机房土建费 50 万元；冷热水管网投资 80 万元；安装费用（含机房管道费用、材料费）180 万元，除风冷热泵机组外的初投资费用合计 390 万元。辅助加热器仍选用中央空调用辅助电加热器 DR 系列。风冷热泵系统供暖投资费用计算如下：

表 5.7 风冷热泵系统初投资的计算

| 选用风冷热泵台数 | 所选辅助电加热器 | | 辅助加热设备初投资(万元) | 热泵机组及其他设施费(万元) | 热泵机组铭牌输入功率(kW) | 电加热器铭牌输入功率(kW) | 电力配套设施费(万元) | 风冷热泵系统初投资(万元) |
|----------|----------|-----|---------------|----------------|----------------|----------------|-------------|---------------|
| | 型号 | 台数 | | | | | | |
| 22 | 无 | | 0 | 1 503.2 | 2 811.6 | 0 | 281.16 | 1 784.36 |
| 21 | DR200 | 1 | 1.68 | 1 452.6 | 2 683.8 | 200 | 288.38 | 1 742.66 |
| 20 | DR110 | 1 | 6.85 | 1 402 | 2 556 | 910 | 346.6 | 1 755.45 |
| | DR400 | 2 | | | | | | |
| 19 | DR90 | 1 | 21.13 | 1 351.4 | 2 428.2 | 2 890 | 531.82 | 1 904.35 |
| | DR400 | 7 | | | | | | |
| 18 | DR300 | 1 | 42.68 | 1 300.8 | 2 300.4 | 5 900 | 820.04 | 2 163.52 |
| | DR400 | 14 | | | | | | |
| 17 | DR300 | 1 | 71.48 | 1 250.2 | 2 172.6 | 9 900 | 1 207.26 | 2 528.94 |
| | DR400 | 24 | | | | | | |
| 16 | DR300 | 1 | 108.92 | 1 199.6 | 2 044.8 | 15 100 | 1 714.48 | 3 023 |
| | DR400 | 37 | | | | | | |
| 15 | DR400 | 56 | 11.52 | 1 149 | 1 917 | 22 400 | 2 431.7 | 3 592.22 |
| 14 | DR400 | 81 | 233.28 | 1 098.4 | 1 789.2 | 32 400 | 3 418.92 | 4 750.60 |
| 13 | DR150 | 1 | 329.67 | 1 047.8 | 1 661.4 | 45 750 | 4 741.14 | 6 118.61 |
| | DR400 | 114 | | | | | | |

表 5.8 风冷热泵系统运行耗能费及基本电费的计算

| 选用风冷热泵台数 | 供暖季节热泵机组总能耗 (kW) | 供暖季节辅助加热器总能耗 (kW) | 运行耗能费用 (万元) | 热泵铭牌输入功率 (kW) | 电加热器铭牌输入功率 (kW) | 基本电费 (万元) |
|----------|------------------|-------------------|-------------|---------------|-----------------|-----------|
| 22 | 160 687.994 | 0 | 71.99 | 2 811.6 | 0 | 26.99 |
| 21 | 160 472.639 | 175.644 | 71.97 | 2 683.8 | 200 | 27.68 |
| 20 | 160 131.250 | 902.035 | 72.14 | 2 556 | 910 | 33.27 |
| 19 | 159 219.508 | 2 870.625 | 72.62 | 2 428.2 | 2 890 | 51.05 |
| 18 | 157 843.041 | 5 869.641 | 73.34 | 2 300.4 | 5 900 | 78.72 |
| 17 | 156 019.536 | 9 885.312 | 74.33 | 2 172.6 | 9 900 | 115.90 |
| 16 | 153 698.655 | 15 064.056 | 75.61 | 2 044.8 | 15 100 | 164.59 |
| 15 | 150 510.880 | 22 316.433 | 77.43 | 1 917 | 22 400 | 233.44 |
| 14 | 146 195.599 | 32 340.685 | 79.98 | 1 789.2 | 32 400 | 328.22 |
| 13 | 140 555.306 | 45 722.630 | 83.45 | 1 661.4 | 45 750 | 455.15 |

表 5.9 风冷热泵系统供暖费用年值的计算

| 选用风冷热泵台数 | 系统初投资 (万元) | 运行耗能费 (万元) | 基本电费 (万元) | 维修费及折旧费 (万元) | 管理费 (万元) | 年供暖运行费 (万元) | 费用年值 (万元/a) | 单位建筑面积费用年值 (元/(m ² ·a)) |
|----------|------------|------------|-----------|--------------|----------|-------------|-------------|------------------------------------|
| 22 | 1 784.36 | 71.99 | 26.99 | 107.06 | 3.6 | 209.64 | 419.30 | 33.68 |
| 21 | 1 742.66 | 71.97 | 27.68 | 104.56 | | 207.81 | 412.57 | 33.14 |
| 20 | 1 755.45 | 72.14 | 33.27 | 105.33 | | 214.34 | 420.61 | 33.78 |
| 19 | 1 904.35 | 72.62 | 51.05 | 114.26 | | 241.53 | 465.29 | 37.37 |
| 18 | 2 163.52 | 73.34 | 78.72 | 129.81 | | 285.47 | 539.68 | 43.35 |
| 17 | 2 528.94 | 74.33 | 115.90 | 151.74 | | 345.57 | 642.72 | 51.62 |
| 16 | 3 023 | 75.61 | 164.59 | 181.38 | | 425.18 | 780.38 | 62.68 |
| 15 | 3 592.22 | 77.43 | 233.44 | 215.53 | | 530 | 952.09 | 76.47 |
| 14 | 4 750.6 | 79.98 | 328.22 | 285.04 | | 693.24 | 1 251.44 | 100.52 |
| 13 | 6 118.61 | 83.45 | 455.15 | 367.12 | | 909.32 | 1 628.26 | 130.78 |

图 5.19 为风冷热泵供暖系统单位建筑面积费用年值随冬季选用风冷热泵台数的变化图。

由表 5.9 和图 5.19 可见，选用 21 台风冷热泵机组时的供暖费用年值最小。当室外气温低于 1.5℃时，开启辅助加热器，辅助加热量为 175.644 kW，这种供暖模式费用年值最小，为风冷热泵系统的经济性最优的供暖模式。

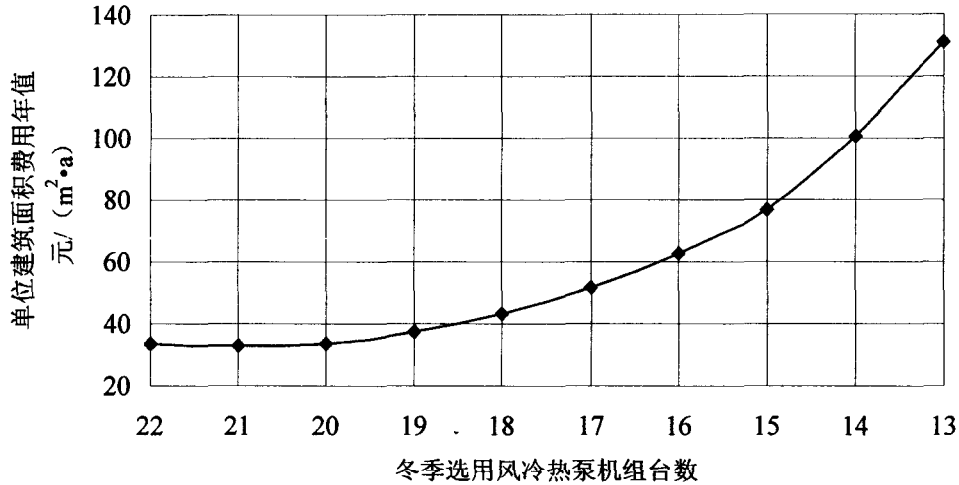


图 5.19 单位建筑面积费用年值随选用风冷热泵台数的变化图

图 5.20 是水源热泵与风冷热泵系统单位建筑面积费用年值的比较，横坐标是指冬季所选用热泵机组总的铭牌制热量，如果风冷热泵选用台数过少，费用年值非常之高，与水源热泵比较已无意义，因此在图中只给出了选用 22 台至 15 台风冷热泵的费用年值。表 5.10 为两种系统各自经济性最优的供暖模式参数的比较；图 5.21 是供暖各项费用的比较。

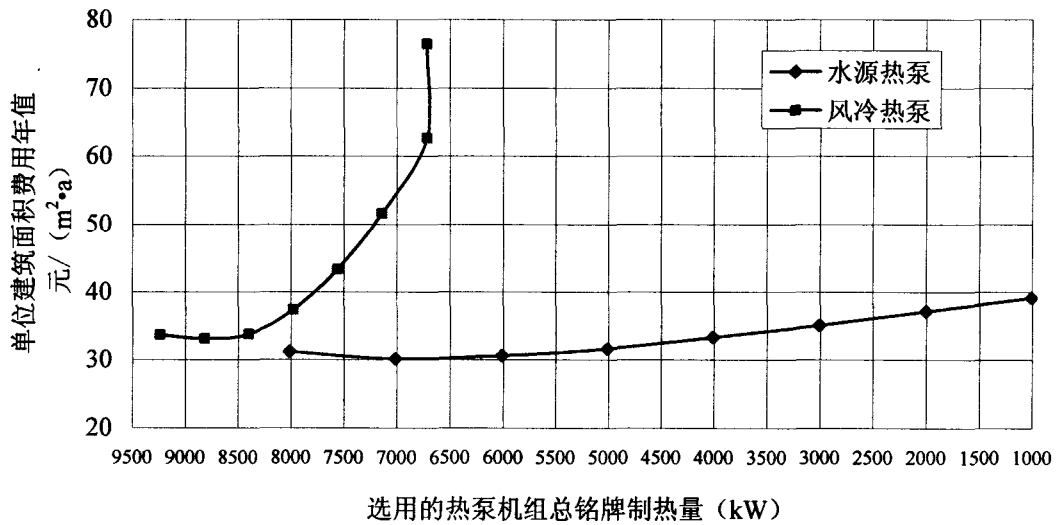


图 5.20 水源热泵与风冷热泵系统单位建筑面积费用年值的比较

表 5.10 水源热泵与风冷热泵系统经济性最优的供暖模式参数比较

| 供暖系统 | 供暖设备费用 (万元) | 电力配套设备费 (万元) | 年供暖运行费 (万元) | 单位建筑面积供暖费用年值 (元/(m ² ·a)) | 选用热泵机组总铭牌制热量 (kW) | 选用热泵机组台数 |
|------|-------------|--------------|-------------|--------------------------------------|-------------------|----------|
| 水源热泵 | 1 494.87 | 206.4 | 175.41 | 30.15 | 7 014 | 7 |
| 风冷热泵 | 1 454.28 | 288.38 | 207.81 | 33.14 | 8 820 | 21 |

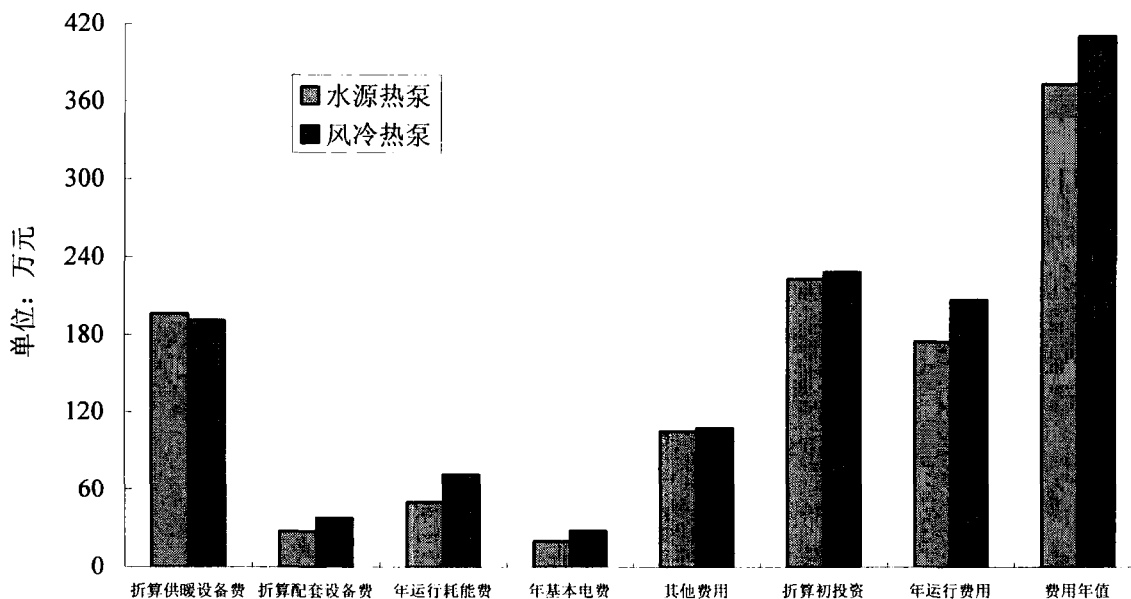


图 5.21 水源热泵与风冷热泵系统供暖各项费用的比较

由图 5.20、5.21、表 5.10 可知, 在提供同样制热量的情况下, 水源热泵系统单位建筑面积供暖费用年值比风冷热泵系统低得多, 在各自经济性最优的供暖模式下水源热泵系统较风冷热泵系统低 2.99 元/ (m²·a)。水源热泵系统除供暖设备初投资费用稍高于风冷热泵系统之外, 其他各项费用均比风冷热泵系统低。水源热泵系统供暖设备费用比风冷热泵系统高出 40.59 万元, 但计入电力配套设备费后, 水源热泵系统的总初投资比风冷热泵少 41.39 万元, 且年供暖运行费比风冷热泵系统低 32.4 万元, 节约了 15.59%。因此, 在湖南这类气候地区, 地表水源热泵系统较风冷热泵系统具有明显的供暖经济性优势。

5.3 小结

对于具体的地表水源热泵空调系统工程, 必须通过某些理论指标, 对供暖季节的节能性和经济性进行评价。采用制热季节性能系数 (HSPF) 作为系统供暖节能性评价指标、单位建筑面积费用年值作为系统供暖经济性评价指标, 可以方便地评价该系统用于某一地区的供暖节能性和投资经济性情况。本章在能耗分析及温度频段法的基础上, 提出了一种简单易行的计算地表水源热泵空调系统制热季节性能系数 (HSPF) 的方法——逐日累加法, 该方法简单、直观、方便、易行, 有可靠的理论依据。HSPF 值达到最大值时的供暖模式最为节能, 通过计算 HSPF 值, 可确定地表水源热泵系统节能性能最优的供暖模式。本章还分析了机组热水出水温度、建筑特点、空调房间室内设定温度、以及气象条件对水源热泵系统能耗和最大 HSPF 值的影响。分析结果显示: 水源热泵机组热水出水温度和气象条件是影响最大 HSPF 值的重要因素, 而建筑特点和空调房间设定温度对最大 HSPF 值的影响不大, 但是四者均会对系统能耗产生影响。

算例表明，选用 8 台水源热泵机组，辅助加热器仅仅用来加热温度低于 7℃ 的引入机组的湖水，这种供暖模式为节能性能最优的供暖模式；而选用 7 台水源热泵机组，在室外日平均气温降至 2.1℃ 以下或水温降至 7℃ 以下时开启辅助加热器，这种供暖模式为经济性最优模式。用户可以根据自己的侧重点，非常方便地选择水源热泵机组台数，避免了选择机组的盲目性。并且将水源热泵和风冷热泵的系统逐日运行能耗、HSPF 值、各项投资费用、运行费用、以及费用年值进行了比较。结果表明，一个供暖季节，采用地表水源热泵系统可以节约 31.4% 的能量；每平方米建筑面积的费用年值可节约 2.99 元，年运行费用可节省 15.59%；在各自节能性能最优的供暖模式下，风冷热泵系统的 HSPF 值只有 2.54，而水源热泵系统的 HSPF 值则达 3.71。揭示了地表水源热泵系统在湖南这类气候地区冬季供暖的节能性及经济性优势。

结 论

如今,符合人类生活需求的良好自然生态环境已受到严重威胁,拥有优良人居环境成为人类生存和追求幸福的重要目标,节约能源、保护环境成为全球可持续发展的主旋律。在全球呼唤人与自然和谐发展、生态环境与经济协调发展的形势下,以节能、环保为显著特征的水源热泵技术为传统空调行业带来了一场崭新的革命。

水源热泵是利用温度相对稳定的水源作为供暖制冷的热源(汇),利用热泵原理实现对建筑物的供冷供热。本文分析了地表水源热泵系统的特点和适用范围,湖南省气候条件、水资源条件、以及地表水源热泵系统对水源系统要求;以湖南省湘潭市某湖水水源热泵空调系统为工程背景,通过试验测试研究了湖水水源热泵空调系统冬季供暖的运行状况和特性;通过分析水温的影响因素,建立了小型地表水体一维横向水温分布模型,对在我国中南部几个冬冷夏热地区拟建的作为水源热泵热源(汇)的类似水体的水平方向水温沿程分布进行预测模拟;为对地表水源热泵空调系统供暖模式进行优化,在温度频段法的基础上,提出了一种简单易行的计算地表水源热泵空调系统制热季节性能系数(HSPF)的方法——逐日累加法,并采用此方法对该系统供暖节能性进行评价,采用费用年值法对其经济性进行评价。本文的这些研究工作得出了以下结论:

(1)地表水源热泵系统虽然应用受到一定限制,但是在气候条件及水源条件适合(夏季炎热冬季不太冷但需要供暖、有着丰富的地表水资源)的地区,如果建筑物附近有可以利用的地表水源,它将可能成为最节能最经济的空调方式。

(2)湖南省冬夏两季时间占全年的67%,冬季潮湿阴冷,夏季酷热高温;湖南地区水源有保证且价格低廉,水质也基本符合应用水源热泵机组的要求,由此看来,只要考证水源的可靠性并采取适当措施进一步改善水质,在湖南地区应用地表水源热泵空调系统完全可行。即使在最不利工况下水源热泵机组COP值也可达4.59,系统COP值可达3.25,大大高于传统空调系统和风冷热泵系统。只要在水源温度低于7℃时采用辅助加热器预热引入机组的湖水,系统即可保持长期稳定运行。

(3)建立了小型地表水体一维横向水温分布模型,对在长沙、南昌、杭州、武汉、上海五个城市拟建的作为水源热泵空调系统热源(汇)的地表水体进行沿程水温预测模拟,认为长沙、南昌、杭州、武汉四个城市非常适合使用地表水源热泵系统供热。上海地区水温较低,利用地表水作为热源的水源热泵空调系统运行较不稳定,节能效果较其他四个地区差。利用地表水的水源热泵空调系统在长

沙和南昌及气候类似地区冬季设计温差取值最大，COP 值将最高，运行效果将最佳，武汉和杭州及气候类似地区次之，上海及气候类似地区最差。

(4) 对于长约 200 m，宽约 60~70 m，深约 3.5 m 的人工湖，如果要求取水处的水温平衡精度在 1% 以内，则各地区供水埋管位置距回水埋管位置的最小距离分别为：长沙 160 m，南昌 155 m，杭州 157 m，武汉 160 m，上海 159 m。设计者可参考模拟结果，结合水温平衡精度要求，根据实际地理特点来确定供回水管的最佳埋管位置。例如对于长沙地区某此类地表水体，确定排（取）水口位置之后，如果要求水温平衡精度 $\epsilon \leq 2\%$ ，则应在距排（取）水口水平距离 140 m 以外，选取最便于埋管、最便于施工的位置作为取（排）水口。

(5) 通过与实测值对比，对该模型进行了验证和误差分析，认为该模型具备模拟相似湖泊、河水、浅水池的沿程水温变化的功能，计算方法简单，误差精度符合工程要求。计算所得的水温变化可作为利用该地表水作为热源（汇）的水源热泵空调系统可行性分析的基本资料，并可为确定供回水埋管位置提供理论依据和指导。

(6) 对于具体的地表水源热泵空调系统工程，必须通过某些理论指标，对供暖季节的节能性和经济性进行评价。采用制热季节性能系数（HSPF）作为系统供暖节能性评价指标、采用单位建筑面积费用年值作为系统供暖经济性评价指标，可以方便地评价该系统用于某一地区的供暖季节节能性和投资经济性情况。

(7) 本文在能耗分析及温度频段法的基础上，提出了一种简单易行的计算地表水源热泵空调系统制热季节性能系数（HSPF）的方法——逐日累加法，该方法简单、直观、方便、易行，有可靠的理论依据。HSPF 值达到最大值的供暖模式最为节能，通过计算 HSPF 值，可确定地表水源热泵系统的节能性能最优的供暖模式。本文还分析了机组热水出水温度、建筑特点、空调房间室内设定温度、以及气象条件对水源热泵系统能耗以及最大 HSPF 值的影响。结果表明，机组热水出水温度和气象条件是影响最大 HSPF 值的重要因素，建筑特点和空调房间设定温度对其影响不大，但是四者均会对系统能耗产生影响。

(8) 针对本文算例，选用 8 台水源热泵机组，辅助加热器仅仅用来加热温度低于 7℃ 的引入机组的湖水，这种供暖模式为节能性能最优的供暖模式；而选用 7 台水源热泵机组，在室外日平均气温降至 2.1℃ 以下或水温降至 7℃ 以下时开启辅助加热器，这种供暖模式为经济性最优模式。用户可以根据自己的侧重点，非常方便地选择水源热泵机组台数，避免了选择机组的盲目性。

(9) 与风冷热泵系统相比，一个供暖季节，采用地表水源热泵系统可以节约 31.4% 的能量；每平方米建筑面积的费用年值可节约 2.99 元，年运行费用可节省 15.59%；在各自节能性能最优的供暖模式下，风冷热泵系统的 HSPF 值只有 2.54，而水源热泵系统的 HSPF 值则达 3.71。揭示了地表水源热泵系统在湖南这类气候

地区冬季供暖的节能性及经济性优势。

湖南等冬冷夏热地区采用地表水源热泵系统供暖将大大降低空调采暖的能耗，减轻用电高峰期负荷，减少燃煤发电所排放的污染物，改善大气环境和城市生态环境，符合当今世界可持续发展的要求，可以作为湖南等冬冷夏热地区冬季供暖夏季制冷的长久良策。本文的分析可为处理长江流域冬冷夏热地区的建筑环境及建筑节能问题提供借鉴。同时，本研究工作还有待于在以下几个方面进一步深入：

(1) 对此湖水水源热泵系统冬夏季运行进行长期监测和试验研究，为地表水源热泵系统的推广应用提供一套完整的实验数据资料 and 实际经验。

(2) 结合现场实验，对湖水的一维横向水温模型进行改进，可考虑二维、三维模型的应用，提高模拟精度，使其更符合实际情况。

(3) 对地表水源热泵系统夏季供冷模式进行整体优化。

(4) 研究水源热泵集中供冷供热系统对水环境及城市生态环境的影响。

(5) 可考虑地表水源热泵在寒冷地区的应用，探讨其可行性。对于深度较深的地表水体表面冰层以下的水温可能会是比较好的热源。可研究寒冷地区冰层下水温的分布。在此方面，Antero AITTOMÄKI 等人已作了类似研究，见文献[22]。

(6) 结合智能化控制技术，研究大型地表水源热泵集中供冷供热系统的自动优化控制。开发具有故障检测与诊断功能的集中供冷供热能源管理系统。

参考文献

- [1] 龙惟定. 试论我国暖通空调业的可持续发展. 暖通空调, 1999, 29(3): 25-30
- [2] 田中俊六. 太阳能供冷与供暖. 林毅译. 北京: 中国建筑工业出版社, 1982, 6-7
- [3] ASHRAE. Systems and application handbook. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1987, 23-24
- [4] Enstrom. Some experience of heat pump in district heating networks. In: Proceedings of 16th International Congress of Refrigeration. Paris, 1983, 25-30
- [5] 蒋能照. 空调用热泵技术及应用. 北京: 机械工业出版社, 1997, 9-10, 205-217
- [6] JARN Ltd. A new river water source heat pump project. Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, 1996-08-25
- [7] Kavanaugh S P. Design considerations for ground and water source heat pumps in southern climates. ASHRAE Transactions, 1989, 95(1): 1139-1149
- [8] Kavanaugh S P, Woodhouse J G, Carter J R. Test results of water-to-air heat pumps with high cooling efficiency for ground-coupled applications. ASHRAE Transactions, 1991, 97: 895-901
- [9] Kavanaugh S P, Pezent M C. Lake water applications of water-to-air heat pumps. ASHRAE Transactions, 1990, 96(1): 813-820
- [10] ASHRAE. Systems and equipment handbook (SI) [Chapter 47]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1992, 173-176
- [11] Kavanaugh S P. Design of water-to-air heat pumps with high cooling efficiency: for ground-coupled applications. ASHRAE Transactions, 1991, 97(1): 889-894
- [12] Rackliffe G B, Schabel K B. Groundwater heat pump demonstration results for residential applications in New York State. ASHRAE Transactions, 1986, 92 (2A): 3-19
- [13] Niess R C. Applied heat pump opportunities in commercial buildings. ASHRAE Transactions, 1989, 95(2): 493-498
- [14] Phetteplace P E. Primary effluent as heat source for heat pumps. ASHRAE Transactions, 1989, 95(1): 141-146
- [15] Berntsson T. Heat sources technology. Economy and Environment, 2002, 25:

428-438

- [16] Johnson R R, Edwards J A, Mulligan J C, et al. Experimental evaluation of three ground-coupled heat pump systems. *ASHRAE Transactions*, 1988, 1: 280-290
- [17] Mohammad-Zadeh Y, Johnson R R, Edwards J A, et al. Model validation for ground-coupled heat pumps. *ASHRAE Transactions*, 1989, 2: 215-221
- [18] Ünsal M, Byrnes J S, Byrnes J F. Recent advances in Fourier analysis and its applications. Dordrecht (The Netherlands): Kluwer Academic Publishers, 1990, 59-72
- [19] Yumrutas R, Ünsal M. A computational model of a heat pump system with a hemispherical surface tank as the ground heat source. *Energy*, 2000, 25: 371-388
- [20] Büyükalaca O, Ekinçi F, Yilmaz T. Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source (sink) for a heat pump. *Energy*, 2003, 28: 157-169
- [21] Sauer J H, Howell R H. Heat pump systems. New York: Wiley, 1983, 106-110
- [22] Antero A M. Lakes as a heat source in cold climate. In: *International Congress of Refrigeration*. Washington D C, 2003: 1-8
- [23] 吕灿仁. 热泵及其在我国应用的前途. *动力机械*, 1957, 2: 57-59
- [24] 殷平. 地源热泵在中国. *现代空调*, 2001, 3: 1-9
- [25] 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: 117-121
- [26] Gao Z K. A computer simulation of ground-coupled heat pump temperature field underground. In: *First International Conference on Energy Conversion and Energy Sources Engineering*. Wuhan, 1990, 114-118
- [27] Gao Z K. A study on the heating performance of ground-coupled heat pump. In: *First International Conference on Energy Conversion and Energy Sources Engineering*. Wuhan, 1990, 93-96
- [28] 马最良, 曹源. 闭式环路水源热泵空调系统运行能耗的静态分析. *哈尔滨建筑大学学报*, 1997, 30 (6): 68-74
- [29] 马最良, 曹源. 闭式环路水源热泵空调系统运行能耗的计算机动态模拟分析. *哈尔滨建筑大学学报*, 1998, 31(3): 57-63
- [30] 张昆峰, 马芳梅, 金六一. 井水热泵系统冬季工况运行的数值模拟分析. *华中理工大学学报*, 1998, 26(5): 1-4
- [31] 丁力行, 刘世恩, 雷红兵. 水源热泵在湖南地区应用的经济性分析. *流体机械*, 2000, 28(12): 57-60
- [32] 李永安, 李继志, 王先玉, 等. 湖水水热泵综合能源利用设计与实践. *地温建筑技术*, 2003, 5: 78-79

- [33] 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 等. 地源热泵名义工况探讨. 西安建筑科技大学学报, 2003, 35(3): 221-225
- [34] Hughes P J, Pratsch L. Technical and market results of major U.S. geothermal heat pump programs. In: 7th International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies. Beijing, 2002, 325-342
- [35] Bose J E, Parker J D, McQuiston F C. Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump system. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., 1985, 261-276
- [36] 李炎锋, 杨英霞, 高辉, 等. 国内几种供暖方式的经济技术比较与分析. 建筑热能通风空调, 2004, 23(4): 84-89
- [37] 湖南省气象局. 湖南气候. 长沙: 湖南科学技术出版社, 1979, 2-3
- [38] 湖南水文局. 水资源公报 2003. www.hnsw.com.cn/szy2004/neirong1.htm, 2004-11-01
- [39] Stephen P, Kavanaugh S P, Kevin R. Ground-source heat pump-design of geothermal systems for commercial and institutional buildings. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., 1997, 114-115
- [40] 白振营. 一个计算湖泊(水库)自然水温的新公式. 水文, 1999, 3: 29-32
- [41] Jirka G H, Watanabe M, Octavio K H, et al. Mathematical predictive models for cooling ponds and lakes (Part A: Model development and design considerations). Boston: R M Parsons Lab of MIT, 1978, 238
- [42] 叶闽, 陈惠敏. 一维垂向水温分布模型在隔河岩水库中的应用与检验. 水资源保护, 2001, 2: 19-22
- [43] Octavio K H, Watanabe M, Adams E E, et al. Mathematical predictive models for cooling ponds and lakes (Part B: User's Manual and Application of MITEMP). Boston: R M Parsons Lab of MIT, 1980, 262
- [44] 范乐年, 柳新之. 湖泊、水库和深冷却池水温预报通用数学模型. 科学研究论文集(第 17 集), 1984, 1-30
- [45] 贺平, 孙刚. 供热工程. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998, 113-114
- [46] 陆耀庆. 供暖通风设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983, 589-590
- [47] Fischer H B. The mechanics of dispersion in natural streams. In: Proc. ASCE J of Hyd. Div. London, 1967, 187-216
- [48] Luigi S. Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for an European Standard. Applied Thermal Engineering, 2000, (20): 387-398
- [49] DOE. Department of energy program, simulation reasearch group (Version 2.1E).

- California: Lawrence Berkeley Laboratory, 1994, 315-324
- [50] BLAST. The building loads analysis and system thermodynamics program (Version 3.0). Illinois: University of Illinois at Urbana-Champaign, 1993, 105-137
- [51] Richard K, Strand W, Fred B, et al. EnergyPlus program standard. Introduction, 2003, 1-3
- [52] 李志浩. 2000 年全国暖通空调年会专题交流与研讨. 暖通空调, 2001, 31(1): 3-10
- [53] 龙惟定, 范存养. 上海地区使用风冷热泵冷热水机组的经济性分析. 暖通空调, 1995, 5: 3-7
- [54] 湖南凌天科技有限公司. 凌天地源(地温)中央空调产品样本. 湘潭: 湖南凌天科技有限公司, 2004, 1-13
- [55] 马最良, 曹源. 对闭式环路水源热泵空调系统运行能耗影响因素的分析. 暖通空调, 1997, 27(6): 1-4
- [56] 陈航. 风冷热泵机组冬季运行的可靠性. 暖通空调, 1999, 29(5): 77-79
- [57] 周晋, 李树林, 李夏莉. 空气源热泵机组供暖季节的能耗分析. 制冷空调与电力机械, 2003, 24(3): 12-14
- [58] 海尔空调电子有限公司. 海尔中央空调风冷模块式冷(热)水机组产品样本. 青岛: 海尔空调电子有限公司, 2004, 1-21
- [59] 姜益强, 姚杨, 马最良. 空气源热泵供热最佳经济平衡点的探讨. 暖通空调, 2001, 31(3): 39-41
- [60] 张治江, 陶进, 石久胜, 等. 几种能源供暖方式的技术经济比较. 暖通空调, 2004, 34(1): 8-10