

学校代号 10532

学 号 B03011024

分 类 号 TU831.4



湖南大学
HUNAN UNIVERSITY

博士学位论文

地表水源热泵系统的运行特性
与运行优化研究

学位申请人姓名 陈 晓

培 养 单 位 土木工程学院

导师姓名及职称 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 可再生能源在建筑领域的应用

论文提交日期 2006年9月12日

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

学校代号: 10532

学 号: B03011024

湖南大学博士学位论文

地表水源热泵系统的运行特性
与运行优化研究

学位申请人姓名: 陈 晓

导师姓名及职称: 张国强 教授

培 养 单 位: 上大工程学院

专 业 名 称: 供热、供燃气、通风及空调工程

论文提交日期: 2006年9月12日

论文答辩日期: 2006年11月15日

答辩委员会主席: 汤广发 教授

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

The Study on the Operating Characteristics and Operation
Optimization of Surface Water Heat Pump Systems

by

CHEN Xiao

M.S. (Hunan University) 2002

A dissertation submitted in partial satisfaction of the

Requirements for the degree of

Doctor of Engineering

in

Civil Engineering

in the

Graduate School

of

Hunan University

Supervisor

Professor Zhang Guoqiang

September, 2006

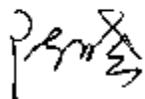
获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

湖南大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：



日期：2006年11月17日

学位论文授权使用授权书

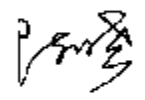
本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权湖南大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

- 1、保密 ，在 _____ 年解密后适用本授权书。
- 2、不保密 。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：



日期：2006年11月17日

导师签名：



日期：2006年11月19日

摘要

发展可再生能源是优化我国能源结构和改善环境质量的要求。地源热泵利用散布在地球表面浅层水源和浅层土壤中的低品位热能,是一项节能环保的可再生能源技术。地源热泵包括土壤源热泵、地下水源热泵和地表水源热泵。土壤源热泵和地下水源热泵在我国已经有一些应用,但地表水源热泵的应用较少,地表水源热泵研究方面的积累也较少。本文结合我国南方地区的地表水温特点和气候特点,对地表水源热泵系统的运行特性和运行优化问题进行了研究。论文的第一部分对开式地表水源热泵、闭式地表水源热泵、混合地表水源热泵的运行特性以及地表水源热泵运行时地表水温的变化进行了一系列试验与理论研究;第二部分研究了地表水源热泵系统的运行优化问题,论文的工作和所获得的成果具有明确的工程应用价值,主要的工作和成果有:

(1) 在对国内外研究现状进行分析和总结的基础上,自主设计了湖南省湘潭市城市中心区大型地表水源热泵区域供冷供热系统,对该系统夏、冬季实际运行情况进行了全面的测试,包括水质、湖水温度恢复情况、气温、进出水温度、COP等。还对南方地区地表水源热泵系统与风冷热泵的性能进行了对比测试。为今后国内发展大型地表水源热泵区域供冷供热系统积累了设计与运行数据,提供了参考依据。

(2) 完整、系统地建立了闭式地表水源热泵系统的动态模型,应用该模型能够根据逐时的负荷和气象参数模拟出闭式系统全年运行的动态特性。对位于长沙市的一处拟建的闭式地表水源热泵系统在制冷制热期的动态特性进行了模拟。分析了水底盘管大小对进液温度的影响;分析了水体深度、面积对进液温度和底层水温的影响;比较了无负荷和有负荷时的底层水温变化;分析了该系统的性能。

(3) 在工程应用中会出现地表水量不稳定或不足的情况,有必要发展混合地表水源热泵系统。针对本文提出的带喷泉的混合地表水源热泵系统,建立了预测水池喷淋冷却效果的简化模型。对某种型号喷嘴的喷淋冷却效果进行了模拟,模拟结果与实测结果吻合得较好。该模型的输入参数少,可以方便地用于设计带喷泉的混合地表水源热泵系统。

(4) 地表水源热泵、冷水机组的冷却水以及工业冷却水排入地表水体后,会使水温发生变化,并可能会影响到水体的生态环境。论文研究了地表水作为热泵低位热源时的水温恢复机理,并提出了弱温水体得热系数的计算公式。

针对封闭地表水体与外界换热以及接纳废热的特点,将水温变化过程看成是一个随机过程,首次建立了封闭地表水体水温变化的随机模型,并且给出了随机

微分方程解过程的数字特征的求解方法。在已知当地气象参数的随机特性的条件下能够求出水温变化的随机特性。计算结果有助于深刻认识封闭地表水体水温变化的特点，并且能以不保证率的形式给出地表水源热泵系统进液温度的上限。

建立了一个河流温排水的简化二维预测模型，并推导出该模型的解析解。采用该模型对株洲电厂温排水对其下游的湘江水温的影响进行了预测，并与实测结果进行了对比。该模型的精确程度能够满足水环境管理和热污染控制的计算实践中的精度要求。

(5) 针对定温差控制法应用中存在的控制效果与控制适应性差的缺点，论文提出了一种水-水热泵机组的水源侧和冷水机组的冷却水系统变流量运行时的自适应控制方法，该方法能够跟踪机组负荷率以及冷凝器参数的变化，使机组和水泵的总功率接近最小。建立了相应的控制模型，提出了控制模型参数的在线辨识方法以及控制系统的设置与构成。建立了系统仿真模型，对一个实例进行了仿真实验，仿真结果表明部分负荷时采用该控制方法具有很好的整体节能效果。

关键词：开式地表水源热泵；闭式地表水源热泵；混合地表水源热泵；喷淋冷却；
随机分析；温排水；自适应控制

Abstract

Developing renewable energy is necessary to energy structure optimization and environmental protection of China. As a renewable energy technology, ground-source heat pumps which include ground-coupled heat pumps, groundwater heat pumps and surface water heat pumps (SWHPs) can utilize diffused low-grade energy over shallow water and soil. Some ground-coupled heat pump systems and groundwater heat pump systems have been built in China, but the application of SWHPs is rare, so is the study on SWHPs. Studies on the operating characteristics and the operation optimization of SWHPs according to the characteristics of the surface water temperatures and climate of south China have been carried out in this dissertation. Experimental and theoretical studies on the operating characteristics of open-loop SWHPs, closed-loop SWHPs and hybrid SWHPs and on the variations of the surface water temperatures when SWHPs operate are included in the first part of the dissertation. The second part deals with the operation optimization of SWHPs. The researches and the related results obtained in the dissertation are practical in engineering applications. The major works and related results include:

(1) Based on the analysis of development of researches on SWHPs, a large pioneer SWHP system for district heating and cooling that utilizes lake water as heat source-sink of heat pumps in Xiangtan was designed. A series of field tests for the system were performed. The objects of the tests include the water quality, the recovery of lake water temperature, the air temperature, the entering and leaving water temperature of condenser and evaporator, COP values, etc. Based on the field tests of the COP values, SWHP performance is compared with air-source heat pump (ASHP) performance in south China. The design and tests for the system can provide considerable experiences, practical data and references for developing large SWHP system for district heating and cooling in China.

(2) An integral and systemic model for closed-loop SWHP system is established. Dynamic simulation for a closed-loop SWHP system in Changsha was performed by applying the model according to the hourly load and the hourly weather data. The impacts of the coil size, the area and the depth of the water body on the entering fluid temperature and the bottom water temperature are analyzed through the simulation. The bottom water temperature with heat rejection/extraction is

compared with that without heat rejection/extraction. The performance of the closed-loop SWHP system is analyzed.

(3) It is necessary to develop hybrid surface water heat pump systems for sometimes the surface water volume isn't sufficient or steady. A type of hybrid surface water heat pump system in which the fountains used for water-scapes is also used to reject more building heat through spray cooling is presented in the dissertation. A simplified model is developed to predict the results of spray cooling. A simulation exercise was performed for a certain type of nozzle. The simulation results agree well with the test results. The model is suitable to be applied to the design of hybrid SWHP system with fountains for the inputted parameters are not difficult to be obtained.

(4) The thermal discharge from SWHP systems, chillers and power plants into surface water body may bring adverse impacts on the ecological environment of surface water body. The mechanism of heat gain of cooled water is investigated, and an equation to calculate the heat gain coefficient of cooled water is developed.

Based on the theory of stochastic differential equation, a stochastic model is developed to investigate the random properties of pond temperature. The changing process of pond temperature is regarded as a random process in the model. The solution to the random properties of pond temperature, such as the mean and the variance, is also derived according to the random properties of weather data. Application of the stochastic model helps to understand the characteristics of the changing process of pond temperature profoundly, and can provide the non-guarantee rate of the maximum entering fluid temperature of SWHP systems.

A simplified two-dimensional model is developed to simulate the steady river water temperature distribution resulting from thermal discharge, and the analytical solution to the model is derived. The model was used to predict the influence of the thermal discharge from Zhuzhou power plant on the water temperature distribution in the downstream region of the Xiangjiang River. The comparison between the simulation results and the measurement results shows that the accuracy of the model can meet the demand for the accuracy in water environment management.

(5) Conventionally, variable-speed cooling water pumps is controlled using constant temperature difference method, which resulting in bad controlling effects and bad controlling adaptability. An online adaptive control method for

variable-speed cooling water pumps of water-to-water heat pumps and chillers is developed in this dissertation to minimize the total power of heat pumps/chillers and cooling water pumps according to part load ratio and time-varying parameters of condensers. The model for the adaptive control, the parameter estimation method and the structure of the control system are all presented. A simulation exercise was performed to validate the control method. The simulation results show that the adaptive control method can provide considerable energy savings at part load.

Keywords: Open-loop surface water heat pumps; Closed-loop surface heat pumps; Hybrid surface water heat pumps; Spray cooling; Stochastic analysis; Thermal discharge; Adaptive control

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

目 录

学位论文原创性声明和学位论文版权使用授权书	I
摘要	II
Abstract	IV
符号表	XI
第 1 章 绪论	1
1.1 课题的背景与意义	1
1.1.1 引言	1
1.1.2 低位热源对热泵的影响	2
1.1.3 地表水体的热特性及其作用	6
1.1.4 地表水源热泵的应用形式和特点	8
1.2 研究与应用的进展	9
1.2.1 国外研究与应用的进展	9
1.2.2 国内研究与应用的进展	13
1.3 问题的提出	14
1.4 研究的方法和主要内容	15
第 2 章 开式地表水源热泵系统运行特性的测试	17
2.1 测试系统介绍	17
2.1.1 系统的基本情况	17
2.1.2 取水与排水	20
2.1.3 水处理措施	21
2.2 系统运行时湖水温度的测试	22
2.2.1 当地水温气温的特点	22
2.2.2 水温恢复情况的测试	23
2.2.3 供冷供热期湖水进水温度的变化	25
2.3 夏季冬季系统运行测试	26
2.3.1 测试内容及其误差分析	26
2.3.2 夏季运行测试	26
2.3.3 冬季运行测试	28
2.4 地表水源热泵与风冷热泵性能的对比测试	29
2.5 小结	31
第 3 章 闭式地表水源热泵系统的动态模拟	33

3.1 研究对象的特点与研究内容	33
3.2 垂向水温模型	35
3.2.1 控制方程	35
3.2.2 水面热流通量	36
3.2.3 水底盘管与湖水的换热	37
3.2.4 垂向水温模型的数值方法	39
3.3 水-空气热泵机组模型	40
3.3.1 已有的热泵和制冷机稳态模型	40
3.3.2 压缩机和换热器模型	42
3.3.3 水-空气热泵机组模型的运算流程	44
3.4 系统模型的求解	45
3.4.1 底层水温和机组进液温度的求解	45
3.4.2 计算流程	46
3.5 模型的应用及模拟结果分析	47
3.5.1 系统的方案	47
3.5.2 进液温度与底层水温的变化	48
3.5.3 水深对系统性能的影响	51
3.5.4 水体面积对系统性能的影响	51
3.5.5 负荷对夏、冬季水体温度的影响	54
3.5.6 系统的性能	55
3.6 小结	55
第 4 章 带喷泉的混合地表水源热泵系统的运行特性	57
4.1 研究的背景与内容	57
4.1.1 混合地表水源热泵系统的构成	57
4.1.2 喷淋冷却模型回顾	58
4.2 喷淋冷却过程的分析与模拟	59
4.2.1 液滴破碎过程分析	59
4.2.2 喷淋水滴的运动方程	60
4.2.3 喷淋水滴的热质交换方程	61
4.2.4 平均喷淋终温	62
4.2.5 喷淋冷却模型的求解	65
4.3 喷淋冷却模型的验证与分析	66
4.3.1 喷淋冷却模型的验证	66
4.3.2 影响喷淋终温的因素	67
4.4 喷淋冷却对取水温度的影响	70

4.4.1 水温模型	70
4.4.2 实例分析	70
4.5 小结	72
第 5 章 地表水源热泵运行时地表水温变化的预测	73
5.1 地表水体的散热与得热机理	73
5.2 封闭地表水体水温变化的随机分析	75
5.2.1 随机模型的建立	76
5.2.2 随机模型参数的确定	77
5.2.3 随机微分方程的解过程的数字特征	78
5.2.4 随机模型的应用	81
5.3 河流温排水的简化模型	83
5.3.1 影响表面浮射流近区稀释速度的因素	83
5.3.2 横流作用下的表面浮射流	85
5.3.3 下游移流扩散的简化方程	87
5.3.4 有限空间内均匀水流中连续点热源扩散的解析解	87
5.3.5 模型的验证与应用	90
5.4 小结	92
第 6 章 开式地表水源热泵制冷工况运行的自适应控制	93
6.1 研究的背景与内容	93
6.1.1 传统的空调冷却水系统控制方法	93
6.1.2 自适应控制策略	94
6.2 控制模型	96
6.2.1 变流量水泵能耗模型	96
6.2.2 功率梯度计算公式	97
6.3 在线参数辨识	99
6.3.1 最小二乘估计的递推算法	100
6.3.2 慢时变参数的最小二乘估计	101
6.3.3 冷凝器参数的在线辨识	102
6.4 控制系统的结构	103
6.5 仿真实验及其结果分析	104
6.5.1 仿真用的模型	104
6.5.2 模型参数的确定	105
6.5.3 仿真计算的方法和流程	108
6.5.4 满负荷时的近最优工况	109
6.5.5 部分负荷时的近最优工况	110

6.5.6 仿真结果的分析与讨论	114
6.6 对于冷却水大温差的分析	115
6.7 小结	116
结论	118
参考文献	121
附录 A(攻读博士学位期间所发表的论文与科研成果)	133
附录 B(湘潭城市中心区详细规划及其地表水源热泵系统服务范围示意图)	135
致谢	137

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

符号表

符号	名称	符号	名称
A	面积	z	垂向坐标
c	比热	F_d	密度弗劳德数
CL	冷负荷	Nu	Nusselt 数
d	含湿量	Oh	Ohnesorge 数
D	直径, 方差	Pr	Prandtl 数
E	扩散系数, 均值	Ra	Rayleigh 数
g	重力加速度	Re	Reynolds 数
G	体积流量	Sc	Schmidt 数
H	水泵扬程, 水深	We	Weber 数
HL	热负荷	COP	性能系数
i	比焓	CDD	空调度日数
K	传热系数	HDD	采暖度日数
L	长度, 距离	NTU	传热单元数
m	质量	SMD	索特尔平均直径
\dot{m}	质量流量	α	换热系数, 蒸发系数, 角度
N	电功率	β	湿交换系数, 角度
p	压力	δ	厚度
q	热量	ε	发射率, 换热器的效能
Q	热流量	η	效率, 衰减系数
r	反射率, 汽化潜热	θ	过剩温度
R	污垢热阻	λ	导热系数
s	位移	μ	动力粘滞系数, 流量系数
S	表面积	ξ	精度
t	温度, 时间	ρ	密度
T	温度	σ	标准差, 表面张力
u	速度	τ	时间
UA	换热器的总传热系数	$\Delta \tau$	时间步长
V	体积	φ	热流通量
x, y	直角坐标系	ϕ	相对湿度

第 1 章 绪 论

1.1 课题的背景与意义

1.1.1 引言

能源与环境问题是当今世界各国所面临的两大问题。产业革命以后,能源已经成为全球经济与社会发展的基本动力,而矿物能源消费的迅速增长是造成环境恶化的主要因素。近 100 年来,全球能源消耗平均以每年 3% 的速度递增。2004 年我国能源消耗总量达到 19.7 亿吨标准煤,其中建筑能耗的比例约为 28%^[1],绝大部分建筑能耗用于空调采暖。而且我国建筑能源的使用效率相当低。根据建设部的统计^[2],目前我国每年城乡新建房屋建筑面积近 20 亿 m²,其中 80% 以上为高耗能建筑;既有建筑近 400 亿 m²,其中 95% 以上是高能耗建筑。我国单位建筑面积能耗是发达国家的二至三倍^[2],对社会造成了沉重的能源负担和严重的环境污染,已成为制约我国可持续发展的突出问题。空调的大量普及使得许多大中城市空调用电负荷急剧攀升,2002 年全国的空调高峰负荷达到 4 500 万 kW,相当于 2.5 个三峡电站建成后的满负荷出力。许多城市在空调高峰负荷时期不得不拉闸限电。根据 2004 年的统计数据^[3]:2004 年我国缺电的省份达到 24 个,全年共计缺少电量达到 600 亿 kWh。如果能源利用效率低下和能源供应紧张的状况不能得到有效的改观,能源问题将成为制约我国经济发展的瓶颈,能源紧张问题将会对我国经济的持续健康发展产生影响。

我国的能源结构以煤炭为主。2000 年,我国发电及供热用煤占全国煤炭总产量的 60.9%^[4]。煤炭燃烧过程中会排放出大量的温室气体、烟尘、SO₂、NO_x 等污染物,建筑用能对环境所带来的污染不容忽视。因此,目前摆在广大建筑科技工作者面前的重要课题之一是:既要尽可能地提高建筑能源利用效率,又要全力研究开发清洁的可再生能源技术。这对于缓解我国能源紧张局面以及建设资源节约型、环境友好型社会都有着重要的意义。

可再生能源发展已经被我国政府纳入国家能源发展的基本政策之中。自 1992 年以来,先后颁布了《中国环境发展十大对策》、《中国 21 世纪议程——中国 21 世纪人口、环境与发展白皮书》、《新能源和可再生能源发展纲要(1996~2010)》和《2000~2015 年新能源和可再生能源产业发展规划要点》等重要文件。发展可再生能源是优化我国能源结构和改善环境质量的要求,已成为我国可持续发展战略中不可缺少的重要组成部分。热泵技术正是一种有效利用可再生能源和

低品位热能的技术。

热泵是一种利用一部分高品位能,通过热力循环,把热量从低位热源转移到高位热源的节能装置^[5]。顾名思义,热泵也就是像泵那样,可以把不能直接利用的低品位热能(如空气、土壤、水中所含的热能,太阳能,工业废热等)转换为可以利用的高位热能,从而达到节约部分高品位能(如煤、燃气、油、电等)的目的。热泵的理论基础起源于十九世纪早期卡诺的著作,卡诺在1824年发表了关于卡诺循环的论文。1852年,威廉·汤姆逊(William Thomson)发表了一篇论文^[6],首先提出一种热泵设想,亦称为热能放大器。在此后的很长一段时期内,热泵的开发工作相当滞后。直到20世纪的20~30年代,热泵才取得较快的发展。当时西方各国的一些厂家,如威斯汀豪公司、联合照明公司、通用电器公司等,相继在公司的建筑中安装了热泵机组^[7-8]。到了20世纪60年代,由于电价下跌,加上可靠性低和设备费用高等问题,热泵的应用经历了一个萧条期。进入70年代,第二次能源危机的出现使人们重新认识到热泵技术的节能意义,热泵的研究、开发工作得到了重视,热泵的应用越来越广泛^[7,9-10]。

按照工作原理的不同,热泵的基本形式有压缩式、吸收式、吸附式、喷射式和化学热泵等。这些热泵形式的工作过程与制冷机完全相同,都是按热机的逆循环工作的,差别仅在于工作的目的不同:制冷机为了制冷而从低温处吸热,热泵为了制热而向高温处放热。

在不同的应用场合,热泵循环工质的冷凝温度(t_c)相差较大。文献[11]根据冷凝温度的不同把压缩式热泵分为如下四级:常温热泵($t_c \leq 50^\circ\text{C}$),中温热泵($50 < t_c \leq 80^\circ\text{C}$),中高温热泵($80^\circ\text{C} < t_c \leq 100^\circ\text{C}$),高温热泵($t_c > 100^\circ\text{C}$)。目前,在暖通空调系统中主要用热泵来提供 100°C 以下的低温用能,作为暖通空调系统的热源或冷热源。据估计,欧洲在 100°C 以下低温用热方面的能耗约占总能耗的50%左右^[12]。因此,热泵在为暖通空调系统提供 100°C 以下的低温用能方面具有重大的现实意义,是一项很有节能潜力的技术,也是暖通空调系统减少温室气体和大气污染物排放量的一种有效方法。

1.1.2 低位热源对热泵的影响

热泵的工作特性及其经济性很大程度上取决于所利用的低位热源。保证热泵能够经济地工作的主要条件有^[7]:

- (1) 供热温度与热源温度之间的温差要尽可能小。
- (2) 热源温度应尽可能高。
- (3) 供作热源时不需要附加投资,如有需要,附加投资不超过供热装置投资的10~15%。

显然,完美的低位热源是很难找到的。常用的低位热源可以分为两大类:一

是天然热源，即自然界存在的温度较低的、不能直接应用的热源。二是生活和生产的排热。下面简单介绍常用的低位热源。

1.1.2.1 废热和建筑余热

许多工厂、企业往往将工艺生产过程中释放的热量作为废热排掉，如热电厂、化工厂、牛奶厂等。文献[12]对哈尔滨市部分工厂、企业的污水排放状况进行了调查，在整个采暖期间，其水温波动不大，一般在 12°C — 19°C 之间；在夏季排水水温在 16°C — 24°C 之间，是热泵比较理想的低位热源。此外，建筑内部的余热也常被作为热泵的低位热源而被利用，这种以回收建筑物内部余热为主要特征的系统被称为水环热泵 (Water-Loop Heat Pumps) 空调系统。图 1.1 为典型的水环热泵空调系统。

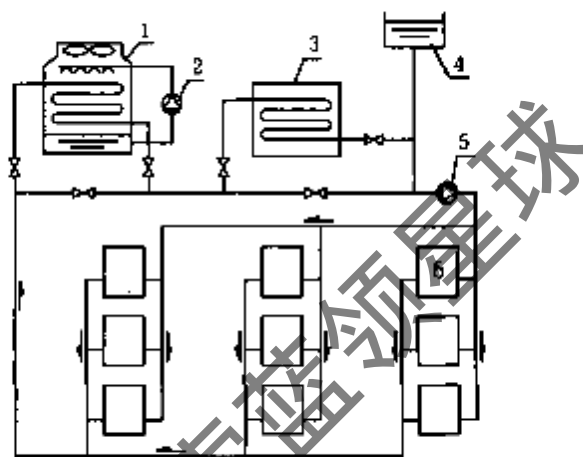


图 1.1 水环热泵空调系统

- 1—封闭式冷却塔；2—冷却水泵；
- 3—辅助加热设备；4—膨胀水箱；
- 5—循环水泵；6—水源热泵机组

系统由许多并联的水源热泵机组加上两管制封闭的水系统组成，夏季各热泵机组向环路释放热量，冷却塔将冷凝热释放到大气中去。冬季则将内区的建筑余热转移到需要供热的外区，不足部分由辅助热源提供。这种系统充分回收利用了大量建筑物内区的热量，特别适合于内区冷负荷较大，且在冬季时内区仍然需要供冷，而外区需要供热的场合。这种系统可以不设立单独的冷热源机房，可以安装独立的电表，分户计费，便于物业管理与能量管理。

1.1.2.2 天然热源

天然热源是指所有能从自然界直接获取的低位热源。

1. 空气

空气随时随地可得，取之不尽，用之不竭，可以无偿地获取。空气源热泵 (Air-Source Heat Pumps) 装置的安装和使用比较方便，空气源热泵系统简单，初投资较低，所以空气一直是应用最广泛的低位热源之一。

空气源热泵的主要缺点是在夏季高温和冬季气温低时热泵的效率降低较多，其供热量随室外气温降低而减少，这与建筑热负荷需求在增加正好形成供需矛盾。因此，当室外空气温度低于热泵工作的平衡点温度时，需要采用辅助热源来解决热泵供热量不足的问题。此外，冬季室外气温很低时，热泵的蒸发温度也很低，当室外换热器表面温度低于 0°C 且低于空气露点温度时，蒸发器表面会出现

结霜现象,需要定期除霜,在相对湿度相同的情况下(70%以上),室外气温在3~5℃范围内时,结霜最为严重^[12]。在一些寒冷的北方地区或湿度较大的南方地区,热泵蒸发器的结霜成为较大的技术障碍。空气源热泵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。

2. 水

由于水的比热大,传热性能好,传递一定的热量所需要的水量相对较少,换热器尺寸也可以较小,不存在蒸发器结霜的问题,冬季水温也比较稳定。在易于大量获取而且冬季又不结冰的地方,水是很理想的热源。地表水温度随气象条件的变化会有所变化,但毕竟比空气温度波动小得多。地下水的温度比较稳定,一般约比当地的年平均气温高出1~2℃,表1.1为我国各地区地下水的水温。

表 1.1 我国各地区地下水的水温^[12]

分区	地区	地下水水温
第一分区	黑龙江、吉林、内蒙古的全部,辽宁的大部分,河北、山西、陕西偏北的部分,宁夏偏东的部分	6~10℃
第二分区	北京、天津、山东全部,河北、山西、陕西大部分,河南北部,甘肃、宁夏、辽宁南部,青海偏东和江苏偏北部分	10~15℃
第三分区	上海、浙江全部,江西、安徽、江苏大部分,福建北部,湖南、湖北东部,河南南部	15~20℃
第四分区	广东、台湾全部,广西大部分,福建、云南南部	20℃
第五分区	贵州全部,四川、云南大部分,湖南、湖北西部,陕西和甘肃的秦岭以南地区,广西偏北的一小部分	15~20℃

地下水源热泵(Groundwater Heat Pumps)的热源/热汇是从水井或废弃的矿井中抽取的地下水,经过换热后的地下水通常要求通过回灌井把地下水回灌到原来的地下含水层。最近几年地下水源热泵在我国得到了较快的发展。

地下水源热泵的应用受到诸多因素的限制。首先,这种系统需要有丰富而稳定的地下水源。在决定采用地下水源热泵之前,要做详细的水文地质调查:要打勘测井,以获取地下水温度、地下水深度、水质和出水量等数据。地下水源热泵的经济性与地下含水层的深度有很大的关系。如果地下水的水位较低,不仅成井的费用增加,井水泵的功耗也会增加,系统的效率降低。此外,目前国内的地下水回灌技术还不够成熟,在很多地质条件下回灌的速度低于抽水的速度,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。如果不加以规范,势必会造成地下水水位下降,诱发地面沉降、海水入侵和突发性岩溶坍塌等一系列环境地质问题。为了加强对地下水资源的保护,防止地面沉降,我国已有多部法规和政策对地下水的利用进行了严格的规定^[13]。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问题。因此,今后地下水源热泵在我国的推广应用将会越来越受到限制。

3. 土壤

土壤源热泵系统(Ground-Coupled Heat Pumps)利用土壤作为热源/热汇,它是由热泵机组与一组埋于地下的地热换热器构成。根据ASHRAE于1997年规定的标准术语^[14],土壤源热泵与地下水源热泵以及地表水源热泵(Surface Water Heat Pumps)一起被统称为地源热泵(Ground-Source Heat Pumps)。土壤源热泵通过循环液(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换热。在冬季供热过程中,循环介质从地下提取热量,再通过系统把热量释放给室内。夏季制冷时系统逆向运行,即从室内带走热量,再通过系统将热量释放给地下土壤。

土壤的能源密度约为 $20\sim 40\text{W}/\text{m}^2$,土壤源热泵一般可以提取 $25\text{W}/\text{m}^2$ 。土壤的全年温度波动小,在10m深度时土壤的温度几乎没有季节性的波动^[6]。由于较深的地层常年可以保持较为稳定的温度,高于冬季室外气温,低于夏季室外气温,土壤源热泵可以克服空气源热泵的技术障碍,效率较高;又不受地下水资源的限制,因而在欧洲、北美诸多国家得到了广泛的应用。在美国,地源热泵机组的销售量每年以10%以上的速度稳步增长,有80%以上的地源热泵机组应用于土壤源热泵空调系统^[15]。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。

由于土壤的导热系数小,传热性能较差,致使埋地盘管面积大,换热系统的钻孔、安装等费用高,整个系统的初投资较高。此外,不同地区土壤的特性、热泵系统的设计对系统的运行影响很大,设计建造土壤源热泵时必须因地制宜。

4. 地热

地球本身就是一座巨大的天然储热库,其中蕴藏着丰富的地热资源。地热资源是指地壳表层以下5000米深度内、 15°C 以上的岩石和热流体所含的总热量。据估算,全世界的地热储量为 $14.5\times 10^{22}\text{kJ}$,相当于 $4\ 955\times 10^{12}$ 吨标准煤^[5]。地热与煤炭、石油、天然气、铀等均属于地壳能源,但地热能分布最广,能量最丰富,而且可以在人类发展的过程中不断地得到补充。我国现已查明的地热资源面积为 $10\ 149.5\text{km}^2$,可采量为 $92.6\times 10^{15}\text{kJ}$;推测资源面积 $49\ 809.5\text{km}^2$,可采量为 $341.8\times 10^{15}\text{kJ}$;远景资源面积 $257\ 047.8\text{km}^2$,可采量为 $3\ 678.8\times 10^{15}\text{kJ}$,这些资源分布于全国30个省(自治区)^[16]。

通常将 150°C 以上的地热资源称为高温地热, $90\sim 150^\circ\text{C}$ 的地热资源称为中温地热, 90°C 以下的称为低温地热。高温地热能主要用于发电,中低温地热能一般可直接利用(供热、温室、疗养等)。温度较低的低温地热可通过热泵技术提高其能源品质进行利用。地热热泵技术在西方发达工业化国家的研究和应用比较多,政府在政策和财政上都给予优惠扶持。到1998年底为止,欧洲使用地热热泵已近12万台,总装机容量近 $1\ 300\text{MW}$ ^[16]。近年来地热热泵技术在我国的研究和应用

受到重视,有着广阔的市场前景。合理利用地热热泵技术,可以实现不同温度水平的地热资源的高效综合利用,提高空调供热的经济性。

5. 太阳能

太阳向四周放出巨大的能量,虽然到达地面的太阳能量只不过是其总能量的二十二亿分之一,但是在一年内可达 $5.61 \times 10^{21} \text{kJ}$ 的热量^[6]。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,太阳能是干净的能源;太阳能可以在当地取得,节省了使用矿物燃料时所需的运输费用。太阳能在地球表面的能源密度低,还具有间歇性和不可靠性,这就对太阳能的收集和应用提出了更高的要求,造价较高也是太阳能推广应用的障碍之一。

我国的太阳能资源非常丰富,居世界第二位,年日照时间大于 2 000 h 的地区约占全国总面积的三分之二^[12]。根据太阳能资源的多少,可分为 5 个区,如表 1.2 所示。在我国发展太阳能热泵空调系统大有前途,它具有新能源利用与节能相结合的特点。在冬季采用太阳能热泵空调系统通常是把在集热器中收集到的 $10 \sim 20^\circ\text{C}$ 温度较低的太阳能用热泵提升至 $30 \sim 50^\circ\text{C}$ 作为空调系统的热源,为了解决太阳能利用的间歇性和不可靠性问题,系统应设置蓄热槽^[12]。

表 1.2 我国太阳能资源分布区的划分^[17]

类型	地区	年日照时数 (小时)	年辐射总量 ($\text{kcal}/\text{cm}^2 \cdot \text{年}$)
1	西藏西部、新疆东南部、青海西部、甘肃西部	2 800—3 300	160—200
2	西藏东南部、新疆南部、青海东部、宁夏南部、甘肃中部、内蒙古、山西北部、河北西北部	3 000—3 200	140—160
3	新疆北部、甘肃东南部、山西南部、陕西西北部、河北东南部、山东、河南、吉林、辽宁、云南、广东南部、福建南部、江苏北部、安徽北部	2 200—3 000	120—140
4	湖南、广西、江西、浙江、湖北、福建北部、广东北部、陕西南部、江苏南部、安徽南部、黑龙江	1 400—2 200	100—120
5	四川、贵州	1 000—1 400	80—100

1.1.3 地表水体的热特性及其作用

1.1.3.1 地表水温的变化特点

大气的热量来源于太阳辐射。太阳辐射到达地球表面后,用于空气和表层土壤的加热以及植被、地表水体等水份的蒸发,不同的下垫面情况对大气温度的影响是不相同的。地球上的下垫面的性质和状况有很大的差别,如海洋、湖泊、高山、平原,沙漠等。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,导致空气升温较快。在同一纬度上,即使到达地面和地表水体的太阳辐射能量相同,地表水体温度的变化会比较缓慢,而地面温度的变化比较剧烈,导致地面和水面上方的气温也有较大的差别。其原因在于:

(1) 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。

(2) 岩石和土壤的导热系数小,传导到土壤下层的热量很少,大部分热量都集中在地面下 1m 之内的表层土壤。水得到的太阳辐射热量中有相当大的一部分能通过对流扩散等方式传向下层。

(3) 岩石和土壤的比热小于水的比热。岩石的比热约为 $0.837 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; 水的比热是 $4.187 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。如果将同样的热量传给相同质量的水和岩石(土壤),水的温升只是岩石(土壤)的五分之一。

(4) 水面不断地进行蒸发,消耗了很多热量,使水面的升高较为缓慢。

以上的分析表明:地表水源热泵的热源/热汇的温度变化范围较小,有利于提高热泵的性能;空气源热泵的热源/热汇的温度变化范围大、变化剧烈,不利于热泵稳定而高效地运行;在应用土壤源热泵时,必须将换热器置于足够深的位置,如果埋地过浅,受土壤温度变化的影响,热泵的性能不够理想。

1.1.3.2 地表水体对周围气候的影响

水是生命的源泉,是人类赖以生存的基础。不仅如此,地球表面的水体对周围气候具有调节作用,这其中包括气温、湿度、洁净度的调节。

地表水体的热容量大,与空气的热交换强烈,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。这种吸热和放热对周围的气温起到调节作用。由于水体是一个天然的蒸发面,大量热能消耗于水面蒸发,水体周围的夏季平均气温比陆地要低。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°C ,南半球只有 17.1°C ,北半球冬季平均温度 8.1°C ,南半球却有 9.7°C 。林之光研究并指出^[18],我国长江中下游水域气候具有以下特点:水域对气温年变化的影响,主要是提高冬季平均气温和降低夏季平均气温,而且水域的冬季增温影响大于夏季降温;水域对气温日变化的影响主要表现在降低午后最高气温和提高清晨最低气温。

进入现代工业社会以后,身居都市中的人们越来越希望能够贴近自然、回归自然,这也是近年来生态小区越来越受到人们关注和追捧的重要原因,亲水住宅

已成为房地产的一大卖点。有了水就有了灵性。在生态小区环境设计中,水景成为设计师或规划师手中的一颗重要棋子,水成为他们进行设计和规划的点睛之笔。根据需要可以设计成各种样式,例如水池、游泳池、水渠、喷泉等,一些地方还根据实际情况建造面积较大的人工湖。

从另外一个角度来看,地表水体在改善小区微气候方面具有明显的效果。首先,水具有相当大的热容量,白天大面积的水面可以吸收太阳短波辐射和建筑物的长波辐射热量,同时通过水的蒸发将显热转化为潜热,减弱小区周围热岛效应的强度。晚上水中的热量缓慢释放出来,可以减小昼夜的温差。喷泉产生大量的小水滴与周围的空气进行热湿交换,可以提高空气的湿度,起到很好的降温效果,使人产生凉爽的感觉,提高夏季室外环境的热舒适性。此外,大量的水份蒸发到空气中,可以减少空气中的含尘量,使空气清新洁净;还可以增加附近空气中的负离子浓度,减少悬浮细菌数量,改善空气的卫生条件。有研究表明:喷泉在空气中产生的负离子具有很广泛的生物医学效应,能有效地改善人体的健康状态^[19-21]。厉曙光等对位于上海的两处喷泉进行测定的结果表明^[22]:这两处喷泉周围空气中负离子的最高浓度分别达到 $9\ 362$ 个/ cm^3 和 $67\ 140$ 个/ cm^3 ,并且负离子的浓度同喷泉的规模成正比。

1.1.4 地表水源热泵的应用形式和特点

1.1.4.1 地表水源热泵应用的形式

地表水源热泵分为开式(Open-loop)和闭式(Closed-loop)两种形式。开式系统又称为直流式系统(One-through type),从湖底或河的底部抽水,送入板式换热器与循环介质换热(在冬季水温较高的地方也可以将水处理后直接送入热泵机组换热),换热器在离取水点一定距离的地点排放。开式系统对水质有较高的要求,否则换热器容易产生结垢、腐蚀、微生物滋长等现象。由于需要将地表水提升到一定的高度,开式系统的水泵扬程较高,但换热效率较高,初投资较低,适合于容量较大的系统,如区域供冷供热系统。

闭式系统将换热盘管放置在水体底部,通过盘管内的循环介质与水体进行换热。在冬季气温较寒冷的地区,为了防止制热时循环介质冻结,一般采用防冻液作为循环介质。与开式系统相比,闭式系统内部结垢的可能性大为降低,但是盘管的外表面受地表水水质的影响往往会结垢,使外表面换热系数降低。由于不需要将地表水提升到一定的高度,闭式系统循环水泵的扬程低于开式系统。闭式系统换热盘管的材料多为强度高且耐腐蚀的高密度聚乙烯管(HDPE),也有的采用导热系数大的铜管或钛合金换热器^[23],所需的换热面积比塑料管要小,但强度不如塑料管,造价比塑料管换热器要高得多,铜管的表面还容易长锈。

闭式系统在欧美国家有不少的应用。美国 Las Vegas 湖边的不少建筑利用 Las Vegas 湖作为热泵热源，其采用的便是闭式系统。2000 年在美国 Iowa 州的 West Burlington 建成了目前世界上最大的闭式地表水源热泵系统^[24]。该系统利用一个面积为 60 703m² 的湖，能为当地一个大型医院提供 5 276kW (1 500 冷吨) 的冷量；在冬季，该系统需要使用锅炉作为辅助热源。该系统投入运行的第一年便为医院节约了将近 30% 的空调采暖能耗。

1.1.4.2 地表水源热泵的特点

相对于空气而言，地表水温度较为稳定，冬季比室外气温高，夏季比室外气温低，可以说是一种比较好的热泵低位热源。地表水温度会受到气象条件变化的影响，气温降低或升高较多时，热泵的性能系数也会有一定的降低。其性能系数会随季节波动，这一点与空气源热泵类似，只是波动幅度比空气源热泵要小。一定的地表水体能够承担的冷热负荷与其面积、深度和温度特征等多种因素有关，需要根据具体情况进行计算。这类热泵与水体的换热对水体中生态环境的影响也需要预先加以考虑。在我国中部、南部地区，如果建筑物附近有可利用的海、湖、江河、水池或人工湖，在考证水源的可靠性并采取适当水处理措施的前提下，地表水将成为较好的热泵热源/热汇。总的来讲，地表水源热泵具有以下特点：

(1) 地表水源热泵利用了地表水体中所蓄存的太阳能资源，这是一种清洁的可再生能源。在夏季，热泵将室内余热释放给地表水体，超温水体将大部分热量散发到空中；在冬季，热泵将每年制热运行前水体中蓄存的太阳能提取出来，同时也可以提取水体所吸收的太阳辐射和大气辐射，释放给需要供热的房间。

(2) 地表水源热泵机组冬季运行水温一般比室外气温高，夏季运行水温一般比室外气温低，能获得较高的制冷制热 COP (Coefficient of Performance) 值。

(3) 地表水体温度波动的范围小于空气，水温相对较为稳定，这使得热泵机组运行更稳定、可靠，不存在空气源热泵的冬季除霜等问题。

(4) 地表水源热泵可以对建筑物供热和供冷，在冬季热负荷较小或不需供热的地方，还可以供应生活热水。一套系统可以代替原来的锅炉和制冷机两套系统，没有锅炉房、冷却塔和空调室外机，节省建筑空间，也有利于建筑的美观。

1.2 研究与应用的进展

1.2.1 国外研究与应用的进展

1.2.1.1 国外的地表水源热泵技术研究

与土壤源热泵技术研究相比，国外在地表水源热泵技术研究方面的文献显得

比较少。Kavanaugh 对在美国南方地区应用地表水源热泵的注意事项进行了探讨,认为只要设计安装适当,地表水源热泵系统将具有较高的性能系数^[25]。随后,Kavanaugh 等人对美国南部利用湖水作为热源(热汇)的水-空气型热泵系统的运行情况进行了调查研究,并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,换热性能良好,比空气源热泵更有优势^[26]。文献[14,25-26]同时也讨论了地表水源热泵的局限性。

地表水温是影响这类系统性能的关键因素,Hattemer 等人总结了美国不同地区的湖泊、水库的水温特点,并讨论了水温变化特点对地表水源热泵的影响^[24]。由于地表水温受气象条件的变化而变化,Sauer 和 Howell 指出:利用地表水或土壤的热泵系统可以使用多种热源(热汇)以达到系统的最优化^[27]。

土耳其 Cukurova 大学的 Büyükalaca 等人在土耳其 Seyhan 河边的 Adana 市,对 Seyhan 河作为热泵热源(热汇)的可行性进行了研究^[28]。对 Seyhan 河全年(1999 年 11 月至 2000 年 11 月)水温变化进行监测并与气温进行了比较。研究结果表明,利用 Seyhan 河水作为热源(热汇)在整个供暖(供冷)季节都比空气源热泵更有优势。

芬兰学者 Aittomäki 对寒冷地区采用湖水作为热泵的热源进行研究^[29]。为了证明寒冷气候条件下地表水源作为热源的可能性,采用三层结构模型来模拟湖水温度分布,并研究了水或表面冰层与大气之间的热交换以及稳态情况下取热盘管周围结冰的情况。

地表水的利用在取水结构和水处理方面要花费一定的投资,如清除浮游垃圾或水中的微生物,防止污泥进入而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,抽取河水、湖水或海水经升温(降温)后排入地表水体,对这些地表水体的生态环境有何影响?这也是有关的专家、学者所关注的问题^[30-32]。

1.2.1.2 地表水源热泵在区域供冷供热系统中的应用

在国外,早期的热泵中就开始利用江河水、湖水等地表水以及城市生活废水作为低位热源,如 20 世纪 50 年代初建成的伦敦皇家节日音乐厅热泵系统(利用 Thames 河的河水)、苏黎世的瑞士联邦技术学院热泵系统(利用 Limmat 河的河水)等^[33]。1981 年,在瑞典建成了世界上第一个利用净化后的城市生活废水作为热泵热源的区域供热系统^[34]。随着区域供冷供热技术在欧美、日本等国家的普遍发展,大型热泵装置逐渐在区域供冷供热系统中得到应用。与分散的小型热泵装置相比,大规模采用热泵装置的区域供冷供热系统能充分发挥其规模优势,具有能源利用效率更高、运行管理和控制更加集中可靠、初投资较少等优势。可以说,区域供冷供热与大型热泵装置的结合促进了热泵技术的大面积推广。

在日本, 20世纪80年代以来建成或在建的利用地表水、各类污水/废水、地下水等的大型热泵区域供冷供热系统共有33处, 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采用了隅田川的河水作为热泵热源, 第一期工程的供热量为11 000kW, 具有4 980m³的蓄热槽; 90年代初建成的采用海水热泵的大阪南港宇宙广场区域供热供冷工程, 供热量达到23 300kW^[35]。由于这类大型热泵系统对于节能和环保都有利, 1991年, 日本新能源与工业技术发展组织和日本热泵与蓄热技术中心联合23家企业启动了“未利用能利用计划”(Unused energy utilisation technology programme), 希望能够进一步促进低品位热能利用技术的研究与推广, 降低空调采暖能耗和电网负荷, 减排温室气体^[33]。

在其他国家, 相继建成了一些利用海水、河水、湖水、废水的供冷供热系统, 尤其以海水热泵(Seawater Resource Heat Pumps)最为普遍。海水的热容量较大, 在较深的地方全年水温变化小, 常用来作为大型热泵系统的热源/热汇或冷水机组的冷却水。20世纪70年代初建成的悉尼歌剧院便利用海水作为冷水机组的冷却水。1986年, 加拿大政府和Purdy's Wharf公司合作在哈利法克斯省建成了一个海水热泵项目^[36], 服务的建筑面积近4万m²。由于水温较理想, 取水深度只有30m左右, 海水取水管的管径和长度都比较小, 其运行费用较之传统空调方式大为降低, 投资回收期仅为2年。

北欧在海水热泵的应用方面比较领先, 瑞典和挪威已经达到规模化应用的程度。现在整个北欧有180多台大型热泵在运行, 其中瑞典1985年至今建成了总容量约1 000MW的区域供热系统, 采用的热源有海水、湖水、污水、工艺废水、地下水和废烟气^[37]。在斯德哥尔摩还建成了世界上最大的海水热泵供热站—Värtan Ropsten区域供热站^[37], 该供热站装机容量达180MW, 装有6台瑞士AXIMA制冷公司生产的离心式热泵机组(型号Unitop[®] 50FY), 机组的主要技术参数见表1.3。

表1.3 Värtan Ropsten海水热泵供热站主要技术参数^[27]

参数名称	参数值
单机供热能力	30 MW
单机耗电量	8 MW
蒸发温度/冷凝温度	-3℃/82℃
海水进/出口温度	2.5℃/0.5℃
供水温度/回水温度	80℃/57℃

1995年, 斯德哥尔摩市建成了利用海水的区域供冷系统, 冷源为来自波罗的海的海水, 该区域供冷系统的设计负荷为60MW, 系统的供回水温度分别为6℃和16℃^[38]。

1.2.1.3 国外的湖水供冷工程

在北美一些地区深水湖泊较多，这些深水湖泊会产生温度分层现象，形成比较稳定的三层结构，即上部温水层、中部温跃层和底部均温层。湖水底部常年可以保持 $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ 的水温，是夏季空调很好的冷源。这类利用湖水直接供冷的工程在北美有不少，下面介绍 Cornell 大学和多伦多市的湖水供冷工程。

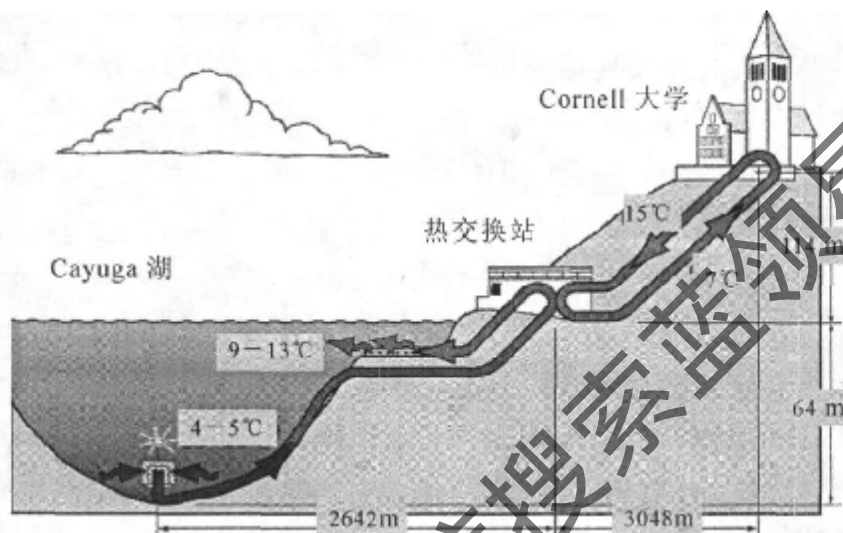


图 1.2 Cornell 大学湖水供冷工程示意图

Cornell 大学建成了利用湖水供冷的工程^[39]。如图 1.2 所示，抽取大学附近 Cayuga 湖底层温度较低的湖水，通过中间的热交换站换热后，为 Cornell 大学提供 7°C 的空调冷媒水，供冷能力达到 $63\,306\text{kW}$ 。这项工程耗资 5 800 万美元，能为 Cornell 大学节约 87% 的空调能耗，每年可以节省 2 亿多度电。2002 年该工程荣获 ASHRAE 技术奖。

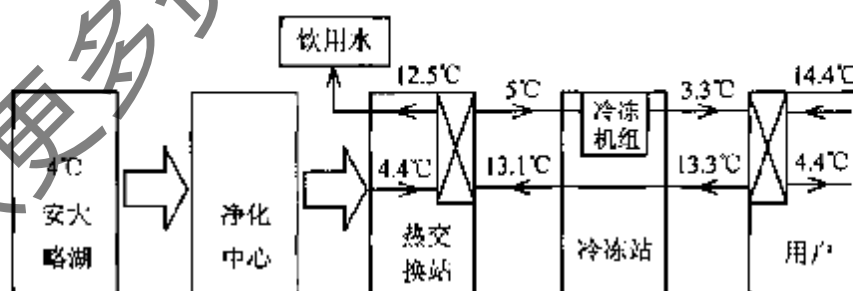


图 1.3 多伦多市湖水供冷工程流程图

加拿大 Enwave 区域能源公司正在兴建目前世界上最大的利用湖水的区域供冷系统^[40]。图 1.3 为该系统的流程，抽取安大略湖 83m 深处的低温湖水，经过滤净化后进入热交换站，为区域供冷系统提供冷水。换热后的湖水没有排回湖中，而是用来供应多伦多市的饮用水。该系统建成后能提供多伦多市区建筑 40% 的空调用冷，能减少 75% 的空调能耗，大大减少 CFC 制冷剂的使用和温室气体的排放。

1.2.2 国内研究与应用的进展

我国在地表水用于供冷供热的研究和应用方面起步较晚。我国沿海有很多不冻的良港(如渤海湾周围的港口),水温条件比较理想,适合于用来发展海水热泵。近年来,在大连、青岛等沿海城市建成了一些规模比较小的海水热泵系统。建成比较早的有青岛发电厂职工食堂(面积 1871m^2)海水热泵系统,在山 HC360 慧聪网暖通制冷频道举办的“2005 年度暖通制冷行业十大评选活动”中,“海水热泵在青岛电厂建成使用”还被评为“十大新技术”之一^[41]。目前国内规模最大的海水热泵项目是大连大窑湾矿石码头办公楼的海水热泵,装机容量为 2000kW ,海水流量为 $300\text{m}^3/\text{h}$ ^[42]。大连市目前正在进行技术论证,计划引进瑞典的海水热泵技术和瑞士的大型离心式热泵机组,力争在国内率先建成大型海水热泵区域供冷供热工程^[42]。

我国南方地区有着众多的江河湖泊,地表水资源丰富。2002 年全国地表水资源(淡水资源)总量为 27243 亿立方米^[43],表 1.4 列出了各地区地表水资源的分布状况。地表水资源主要分布在长江中下游、西南地区、珠江三角洲和东南沿海地区,这些地区在全国地表水资源总量中所占的比例将近 88%。在我国南方地区,冬季地表水温一般不会下降到 4°C 以下,如上海黄浦江 1 月份的平均水温为 6.7°C ,武汉长江 1 月份的平均水温也为 6.7°C (1983 年的资料)^[44]。南方地区地表水的水温变化范围比空气小,换热性能比空气好,是热泵比较理想的热汇/热源,地表水源热泵在南方地区具有很好的应用前景。

表 1.4 2002 年我国地表水资源的分布状况^[43]

地区	地表水资源 (亿 m^3)	比例 (%)	地区	地表水资源 (亿 m^3)	比例 (%)
长江中下游	10788	39.6	东北地区	1076	3.95
西南地区	5640	20.7	淮河流域	445	1.63
珠江三角洲	5227	19.2	黄河流域	358	1.31
东南沿海	2301	8.45	海滦河流域	64	0.23
西北地区	1344	4.93	—	—	—

相对于空气源热泵而言,地表水源热泵在我国的应用较少,地表水源热泵理论与试验研究方面的积累也较少。文献[45]指出:随着千岛湖水深的增加,水温会逐步下降。据测试,夏季千岛湖水深 15m 处的水温约 19°C ,水深 20m 处的水温约 15°C ,水深 25m 处的水温约 13°C ,水深 30m 处的水温约 11.5°C 。在浙江省的千岛湖地区有一些应用千岛湖水作为冷源的工程实例,但文献[45]并没有对这些工程实例作进一步的介绍。文献[46]报道了天津 975 工程利用湖水的水源热泵方案,冷、热负荷分别为 4965kW 和 3789kW ,该文对备选的各个方案进行了

技术经济比较,最后建议采用以地热水和湖水为混合热源的供热系统。文献[47]报道了山东聊城某宾馆利用湖水的水源热泵方案,冷、热负荷分别为2 400 kW和2 198 kW,该文对方案进行了可行性分析。1996年,青岛建筑工程学院在青岛东部开发区开展以海水为热源的大型热泵站可行性研究^[48]。从以上的文献报道来看,这些地表水源热泵的应用还停留在方案和可行性研究阶段,并且缺乏地表水源热泵的理论与试验研究。当然,还有一些地表水源热泵的应用项目由于没有进行公开的报道,在这里无法逐一介绍。

1.3 问题的提出

如前所述,目前国内在地表水源热泵理论与试验研究方面的积累较少。由于一些关键技术问题尚未得到解决,一些工程建设方对地表水源热泵技术的应用心存顾虑,直接影响了这项技术的推广应用。有待研究的问题主要涵盖地表水源热泵系统的运行特性和运行优化两个方面:

(1) 闭式地表水源热泵在国外已经有不少的应用,这类系统的设计大多根据一些从工程实践中总结出来的经验进行。我国的地表水温特点和气候特点不同,不能照搬国外的经验。没有理论指导的实践是盲目的实践,用模拟的方法指导工程设计正在逐渐成为空调制冷系统设计的发展趋势。对于利用湖(池)水的闭式地表水源热泵,由于建筑物空调负荷、水面上的气象参数是逐时变化的,使得底层湖水温度和盘管进出口温度也逐时变化,热泵机组的耗电量、制冷或制热量也将发生变化,所以水底换热器和热泵机组之间是相互影响的。只有把垂向水温模型和热泵机组模型耦合求解才能准确地模拟出闭式系统的动态特性,才能定量分析不同配置的水底换热器对系统性能的影响。因此,有必要建立一个反映闭式系统全年动态特性的、综合考虑各方面因素的系统模型。

(2) 在地表水源热泵的应用中,经常会出现地表水量不稳定或不足的情况。这会造成在冬夏季负荷较大的时候,地表水水量不能满足要求,有必要采取辅助散热和辅助加热措施。本文提出了带冷却塔和带喷泉两类混合地表水源热泵系统。在设计这类系统时,如何配置冷却塔和喷泉,使取水温度在可以接受的范围之内?这就需要建立相关的模型,预测辅助散热的效果。

(3) 从热泵机组出来的水温高于(低于)自然水温的水流不断地排入地表水体后,会使其水温分布会发生改变。现有的预测用模型多为确定性模型,只能得到水温的确定值,而无法知道水温可能出现的波动范围以及水温在某一区间出现的概率。由于气象参数是随机过程,它作用于地表水体而使得水温变化也成为一随机过程。为了更深刻地了解水温的变化特点,有必要采用随机分析的方法研究水体的热特性。

此外,为了评价温排水对地表水体富营养化的影响,有必要对水温的分布进行模拟,预测地表水环境所受到的影响。如果采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型,只对某些特殊的情形较为准确,如模拟的区域较大时,花费的机时和费用不少,有必要寻找便于在工程实践中应用的简化模型。

(4) 水源侧的输配能耗对整个地表水源热泵系统性能系数的影响较大,成为影响这类系统经济性的重要因素之一。目前一些中央空调冷却水系统采用的多为定温差控制法,其控制精度和控制效果比较差;一些冷却水系统变流量运行后,水泵的能耗虽然减少了一些,但冷水机组的能耗反而增加得更多。随着系统负荷以及冷凝器总传热系数的变化,采用什么样的控制方法控制水源侧的流量,才能使热泵机组和水泵的功率之和达到最小?这是迫切需要解决的问题。

1.4 研究的方法和主要内容

在本文的研究工作过程中,始终贯彻了“理论问题工程化,工程问题理论化”的研究理念。一方面,本文所提出的理论和算法密切结合工程实际,便于实现,不盲目追求理论上的高难度和性能指标的复杂化;另一方面,注重挖掘实际问题中的科学内涵,上升到理论的高度,找到解决问题的方法。

本文的研究内容涉及土木与水利以及控制等学科的交叉领域,主要内容如下:

(1) 在对国内外研究现状进行分析和总结的基础上,自主设计了湖南省湘潭市城市中心区大型地表水源热泵区域供冷供热系统,并承担了该系统的安装调试指导工作和人员培训工作。对这个开式地表水源热泵系统的冬夏季实际运行情况进行了全面的测试,对南方地区地表水源热泵系统与风冷热泵的性能进行了对比测试。

(2) 将垂向水温模型和热泵机组模型耦合,建立了闭式地表水源热泵系统全年运行的动态模型。编制了闭式地表水源热泵系统动态模拟程序 CLOOP,该程序能根据逐时负荷和逐时气象参数对系统的全年运行情况进行逐时模拟。对位于长沙市的一处拟建的闭式地表水源热泵系统在制冷制热期的动态特性进行了模拟,分析了换热盘管大小对进液温度的影响。还分析了水体深度、面积对进液温度和底层水温的影响,比较了无负荷和有负荷时的底层水温变化。

(3) 针对本文提出的带喷泉的混合地表水源热泵系统,建立了相关的模型,用于模拟水池喷淋冷却的效果。利用本章提出的简化模型对某种型号的喷嘴的喷淋冷却效果进行了模拟,并与实测结果进行了对比,该模型便于在工程实践中应用。为了了解喷淋冷却对热泵机组进水温度的影响,对一个带喷泉的混合地表水源热泵系统进行了模拟。

(4) 研究了地表水作为热泵低位热源时的水温恢复机理,提出了冬季弱温水体得热系数计算公式。针对封闭地表水体与外界换热以及受纳废热的特点,建立了封闭地表水体水温变化的随机模型,并且给出了随机微分方程解过程的数字特征的求解方法。建立了一个河流温排水的简化二维预测模型,并给出了该模型的解析解。采用该模型对株洲电厂温排水对下游水域水温的影响进行了预测,并与实测结果进行了对比。该模型的精确程度能够满足水环境管理和热污染控制的计算实践中的精度要求。

(5) 提出了一种水-水热泵机组的水源侧和冷水机组的冷却水系统变流量运行时的自适应控制方法。这种方法将制冷运行时的冷凝压力作为控制变量,通过调节水量来改变冷凝压力,进而改变功率梯度值,使其运行工况点接近最优工况点。

建立了相应的控制模型,提出了控制模型参数的在线辨识方法以及控制系统的设置与构成。建立了系统仿真模型,对一个实例进行了仿真实验,仿真结果表明部分负荷时采用该控制方法具有很好的整体节能效果。

本文所有的程序都采用 Fortran 语言编写,并在 Visual Fortran 6.0 上调试。

获取更多资料

微信搜索

第2章 开式地表水源热泵系统运行特性的测试

为了研究开式地表水源热泵系统的运行特性,对湖南省湘潭市城市中心区的地表水源热泵区域供冷供热系统进行了一系列的测试。

湖南省湘潭市城市中心区是湘潭市委、市政府为加快城市发展、改善城市形象、提高城市品位、加速长株潭一体化进程而实施的城建首要工程。根据中心区的规划,将充分利用中心区内的大片低洼地围成面积达6.6万平方米的人工湖。2003年以来,中心区内陆续建成市政府大楼、湘潭大剧院、市广电中心和市委大楼(中心区的详细规划图见附录B)。这些建筑离人工湖不远,相距比较近,适合于建造地表水源热泵系统用于区域供冷供热。

保护环境,建设生态城市是湘潭市委、市政府建设湘潭市城市中心区的宗旨之一。在经过湖南大学土木工程学院主持的可行性研究以及城市中心区建设指挥部组织的多次专家论证会后,确定利用中心区的人工湖水作为热汇/热源,在夏、冬季分别制取冷水、热水,为中心区内的市政府大楼、市委大楼、广电中心、大剧院等建筑供冷供热。同时还建造湘江河水引水系统,从附近的湘江引水补充人工湖,以保证人工湖水水质新鲜,并能为湖周边单位营造水景提供方便。以期达到利用可再生能源,节能运行,简化空调系统的运行管理,减少大气污染,美化环境的目的。该系统由本文作者设计,2004年夏季建成,并开始对市政府大楼和湘潭大剧院供冷;2005年又先后有市广电中心和市委大楼加入该系统,使之成为一个具有较大规模的利用地表水源热泵作为冷热源的区域供冷供热系统。该系统的成功运行曾被评为2004年湘潭市十大新闻事件之一^[49];2005年下半年,来自国家建设部和湖南省建设厅的建筑节能检查专家组都考察了该项目,对该项目在建筑节能和利用可再生能源方面的成效予以肯定。

2.1 测试系统介绍

2.1.1 系统的基本情况

由于各建筑的高峰负荷不会同时达到,在考虑同时使用系数的情况下,集中机房热泵机组的容量要低于各个建筑峰值负荷的总和。采用上海华电源信息技术有限公司与现代设计集团上海建筑设计研究院有限公司联合开发的空调冷热设计负荷计算软件HDY-SMAD对各建筑在设计日内的逐时负荷进行了计算,图2.1和图2.2分别为系统的逐时冷负荷和逐时热负荷,表2.1为各建筑的空调面积

和峰值负荷。

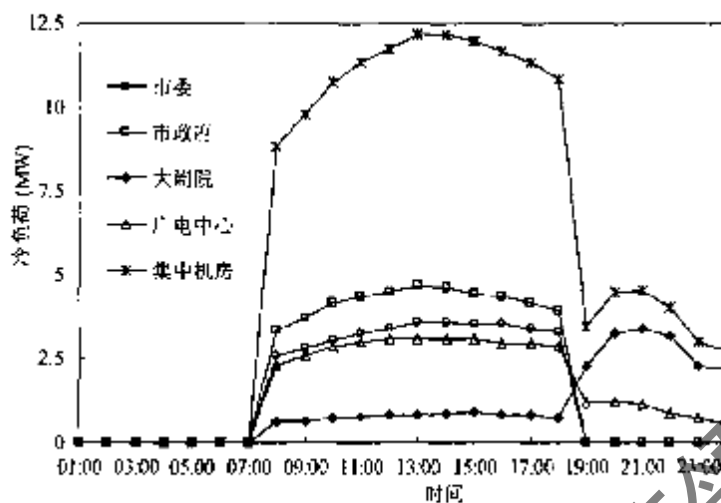


图2.1 系统的逐时冷负荷

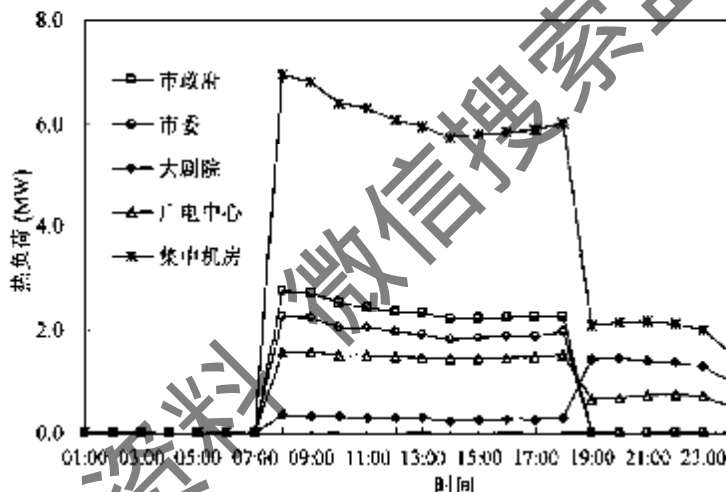


图2.2 系统的逐时热负荷

表2.1 各建筑的空调面积和峰值负荷

建筑名称	空调面积 (万 m ²)	峰值冷负荷 (kW)	峰值热负荷 (kW)
市政府大楼	3.7	4 680	2 754
市委大楼	2.7	3 582	2 264
市广电中心	1.5	3 094	1 570
湘潭大剧院	1.2	3 387	1 438
合计	9.1	14 743	8 026

从图中可以看出，大剧院的负荷高峰值出现在晚上，峰值负荷的错开使得集中机房实际负荷比表2.1中的峰值负荷的总和要小。集中机房的实际冷负荷为12 190 kW，实际的热负荷为6 953 kW，夏季和冬季的负荷参差系数分别为0.827和0.866。与各建筑单独设置空调的方式相比，采用区域供冷供热的方式后，节

省了一笔可观的冷热源和机房土建投资。

开式系统从湖的底部抽水，送入板式换热器与循环介质换热(在冬季水温相对较高的南方地区，也可以将水处理后直接送入热泵机组进行换热)，换热后在离取水点一定距离的地点排放。开式系统的换热效率较高，初投资较低，适合于较大的系统。在本章中要测试的系统为开式系统。

水源的水温变化情况、水质是影响水源热泵系统运行效果的重要因素。地下水水温在一年内的变化小，而地表水的水温年变化较大，水中的微生物(藻类)和杂质较多，将常见的地下水源热泵机组应用于地表水不合适。该系统采用多台由湖南凌天科技有限公司生产的 LD-III型螺杆式地表水源热泵机组并联(见图 2.3)，这种机组是针对地表水的水温和水质特点专门设计的，机组采用了满液式蒸发器。



(a) 单台机组近照



(b) 多台机组并联

图 2.3 安装在集中机房的 LD-III型地表水源热泵机组

系统的构成见图 2.4。集中机房位于城市中心区新建的东方红广场的地下层。

机房总面积 880m²，设有 16 个机位，由于各建筑加入该系统的时间不同，采用分期安装机组的方式。一期工程安装了 5 台机组，为市政府大楼和大剧院服务。考虑到各建筑的使用性质不同、归属不同，为了操作和管理的方便，各自分别设立冷热水循环泵。在最高建筑市委大楼的屋顶上设有膨胀水箱，对整个区域供冷供热系统起着定压、补水的作用。水-水热泵机组系统的冬夏工况转换通过两组阀门的不同切换方式来实现，每组阀门包括四个互相邻近的阀门。热泵机组、湖水泵和循环水泵实行电气联锁。

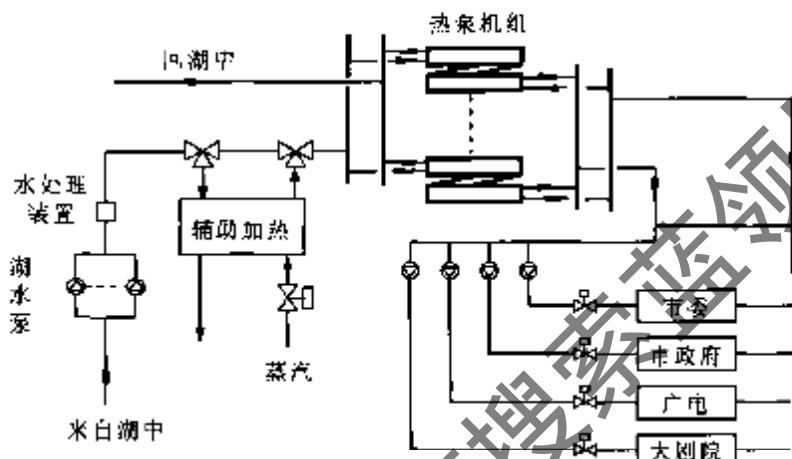


图2.4 系统构造示意图

2.1.2 取水与排水

人工湖平均水深2.7m，取水处水深3.5m，取水口在水面下2.5m处，距机房约120m。取水口处设有取水室，取水室由若干块表面钻有小孔的钢板焊接而成，以避免吸入大的颗粒物或杂物。湖水泵和水处理装置均设在机房，取、排水管均采用直埋的方式敷设。由于湖水水位有时会低于湖水泵的吸入口，为了保证湖水泵吸水侧能够始终充满水，不会出现负压，在吸水管上安装有旋启式止回阀。一旦水泵停止运行，止回阀便会自动关闭。

根据热泵机组电脑控制器的设定，当蒸发器出口温度降低到4℃时，机组会报警并自动停机。因为这时蒸发器表面的温度极有可能降至0℃以下，蒸发器表面可能出现结冰现象。当冬季进水温度接近9℃时，如果还维持5℃的温差，蒸发器出口温度会接近4℃。这时需要加大湖水流量，减小湖水温差，但湖水流量过大不利于系统的经济运行，将最小温差定为3℃，当进水温度接近7℃时，不能再加大水量。这时应开启辅助加热器，调节部分水量进入辅助加热器，使蒸发器进水温度维持在7℃以上。

人工湖呈狭长形状，取水口位于排水口下游200m处。取水口附近设有大型音乐喷泉，既可以为中心区增添一道景观，在夏季又可以起到辅助散热的作用。考虑到人工湖周围今后会成为市民的休闲场所，需要尽可能减小排水所发出的

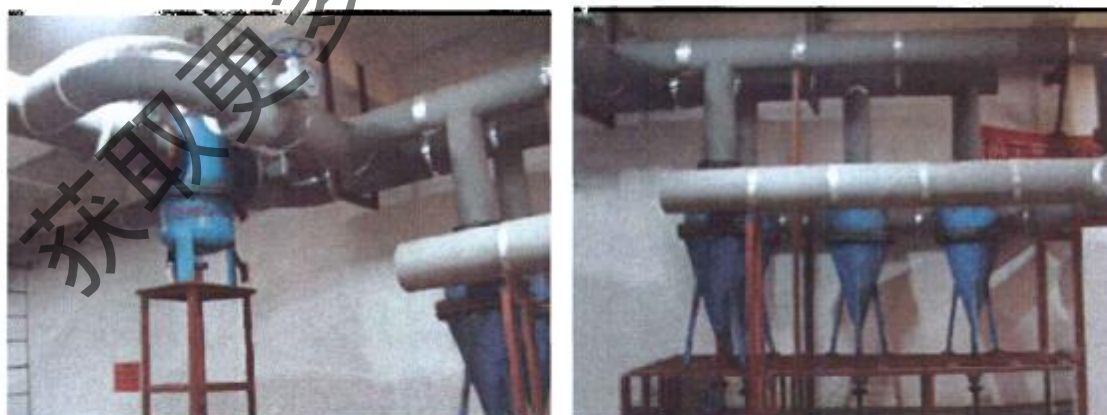
冲击声，不影响周边环境。如图2.5所示，在岸边设有一个方形的水流缓冲池，得到缓冲以后的水流通过4根排水管排出。这样还可以将点式冲击射流转换成表面温差射流，扩大了夏季温排水的散热面积，有利于夏季温排水的散热。



图2.5 开式地表水源热泵系统的排水口

2.1.3 水处理措施

敞开水体中的水不宜直接通过机组，要进行净化处理，否则换热器容易出现结垢、腐蚀、微生物滋长，甚至堵塞现象。如果采用投药的化学处理方法会污染地表水。据文献[32]的报道：1996年，香港环保署对香港境内采用海水作为冷却水的中央空调系统和热电厂进行了调查，每天有超过 $2.5 \times 10^7 \text{m}^3$ 的海水用作冷却水，其中约有80%的海水取自维多利亚港。除了导致水温有所升高（空调冷却水排水点的温升为 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ ），由于大量使用含氯的物质、含胺的生物杀灭剂以及表面活性剂等处理海水，每年约有1.1万吨氯排入附近海域，对附近海域的生态环境造成了较大的影响。而且开式系统每年投药处理水的费用比较高。



(a) 综合水处理器

(b) 旋流除砂器

图2.6 水处理装置

该系统使用物理方法处理湖水。抽取的湖水首先进入旋流除砂器(如图2.6(b))

所示), 除去水中的颗粒物; 然后通过综合水处理器(如图2.6(a)所示), 利用其中的高频高压电场及复合过滤体系进行杀菌灭藻和净化过滤处理。委托湖南省城市供水水质监测网湘潭监测站对处理前后的水质进行了检测(结果见表2.2), 含沙量和浑浊度的变化最明显, 处理后各项指标能满足机组的要求。空调循环水系统采用离子棒水处理仪, 每个用户一套, 设于分水器上每个用户供水管的弯头处。

表2.2 处理前后的水质对比

	含沙量 (mg/L)	浑浊度 (NTU)	PH 值	总硬度 (mg/L)
处理前	57.6	52	8.16	162
处理后	10	5.3	8.11	155.2

2.2 系统运行时湖水温度的测试

2.2.1 当地水温气温的特点

湘潭市的气候与邻近的长沙市相似。夏季闷热, 每年出现 35°C 以上高温的天数有 15~30 天, 最高温度可达 40°C 以上; 冬季湿冷, 日照偏少, 日平均气温低于 5°C 的天数约有 30 天。湖南省气象局提供的资料表明: 该地区夏季空调度日数 CDD26 为 $218^{\circ}\text{C}\cdot\text{d}$, 冬季采暖度日数 HDD18 为 $1353^{\circ}\text{C}\cdot\text{d}$, 每年夏季空调和冬季采暖的累计时间一般在 6 个月左右。

在进行前期可行性分析时, 人工湖尚未正式形成, 缺少人工湖的水温资料。考虑到人工湖离湘江很近, 两者的水温变化特点将会相似, 这里将附近的湘江 2001 年的水温情况与当地的气温情况进行了对比。湘江的水温资料由湘潭市湘江水文观测站提供, 气温资料由湘潭市气象局提供。图 2.7 为 2001 年日平均气温与每月上午 8 时湘江水温的对比。

从图 2.7 可以看出, 从 9 月底开始, 气温开始逐渐下降, 而水体的热惯性使得水温下降缓慢, 水温比日平均气温高一些, 进入供热期后, 这种差距越来越大。在供热期水温与气温的差距一般都有 $2\sim 5^{\circ}\text{C}$ 的差距。在差距最大的时候, 日平均气温比水温高出将近 10°C , 这对热泵机组冬季制热有利。从 3 月底开始, 水温上升到与日平均气温较为接近, 这种现象一直持续到供冷期结束。分析其原因, 主要是水文站测量时所测的水温为湘江的表层水温, 而夏季表层水温受气温和太阳辐射的影响较大, 中心区的人工湖平均水深达 3 米, 靠近底部的水温受气温和太阳辐射的影响小一些。如果在底部取水的话, 水温会比日平均气温要低一些。因此, 夏季制冷运行时的水源温度与一般的空调用冷却塔相差不大, 有的时候还

会更低一些。

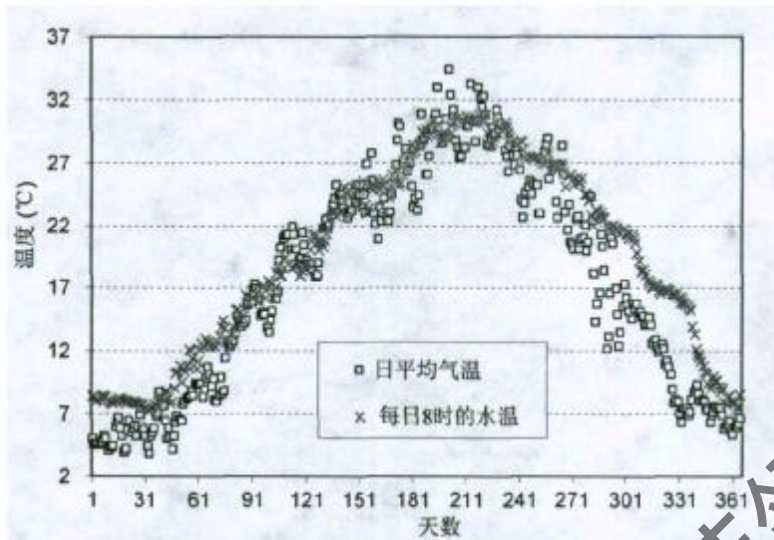


图 2.7 2001 年的日平均气温与每日 8 时的湘江水温

2.2.2 水温恢复情况的测试

从热泵机组排出的热水或冷水排入湖中后,与周围湖水发生掺混,得到稀释。同时,超温(弱温)水面也会散出(吸收)热量,其散热得热机理将在本文的第五章阐述。湖水水温的恢复情况直接影响热泵机组的运行,为了了解湖水水温的恢复情况,对夏季、冬季的水温恢复情况进行了测试。

如图 2.8 所示,共选择三个横断面进行测试,这三个横断面分别是:排水口处(0m 处)、下游 50m 处、下游 200m 处。每个横断面选择四个有代表性的测点,这四个测点离岸边的距离分别为 1m、11m、26m、46m。需要说明的是,图 2.8 中的人工湖只是规划中的下湖部分,其面积并未达到 6.6 万 m^2 ,测试时上湖部分尚未建成蓄水。

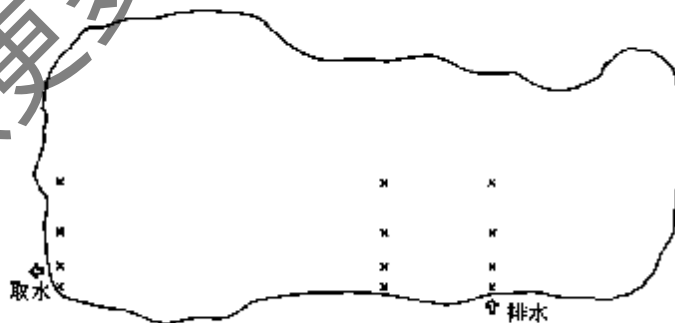


图 2.8 各测点在人工湖中的分布

采用热敏电阻测温仪测量水温,将测温探头及其引线绑在一根竹竿上,插入水中 0.8m—1m 深处测量。对于离岸边较远的测点,需要坐在小船上进行测量。2005 年 7 月 18 日上午的 11:20—12:00,对制冷运行时温排水的水温恢复情况进行了测试。排水量为 $733m^3/h$,排水温度为 $34.5^\circ C$ 。2006 年 1 月 4 日上午的 11:30

—12:00, 对制热运行时冷排水的水温恢复情况进行了测试。排水量为 $716\text{m}^3/\text{h}$, 排水温度为 6.2°C 。图 2.9 和图 2.10 分别为制冷和制热运行时测试的结果。

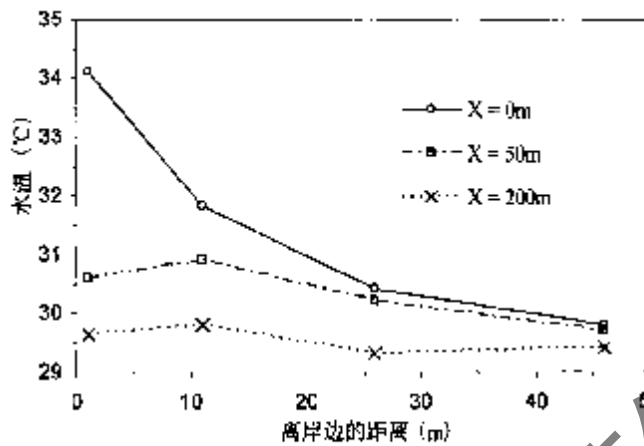


图 2.9 制冷运行时的水温测试结果

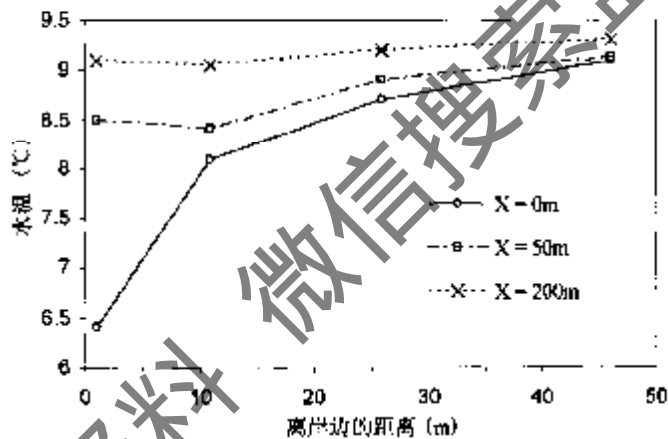


图 2.10 制热运行时的水温测试结果

在排水口断面上, 射流动量较大, 水温稀释速度明显比其它断面快。排水口断面上的第一个测点位于射流起始段的轴心, 从理论上来说, 半淹没出流起始段轴心的水温仍维持在排水温度, 未受到影响。实测时略低(高)于排水温度, 这是因为射流入水时仍具有一定的冲击作用, 不能看作半淹没出流。

在排水口下游的各断面上, 离岸边 11m 的测点处的水温受射流的影响大一些, 其他各测点受射流的影响较小, 离岸边 46m 测点处的水温比较接近于未受影响的湖水水温。可见, 射流的横向影响区域在 50m 左右, 实际的取水口在排水口下游 200m 处, 测试结果表明下游 200m 处的取水温度与未受影响的湖水水温相差不大。水温得到了较好的恢复, 将取水口布置在排水口下游 200m 处是合理的。需要指出的是, 从早上开机到测试的时候, 系统只运行了 4 个多小时。如果运行到下午快停机的时候, 取水处的水温会稍高(低)一些, 但不会有大的变化。况且停机以后, 湖水温度在夜间还可以得到一定的恢复。随着加入集中机房的用户增多, 散热(取热)负荷还会增大, 必要时应该启用辅助散热(加热)措施。夏天

水温高的时候间歇性地开启喷泉，冬天水温降至 7°C 时启用辅助加热装置。

2.2.3 供冷供热期湖水进水温度的变化

热泵机组利用带不锈钢探头外壳的温度传感器将温度信号传给电脑控制器，并在液晶显示屏上显示出来，其中包括了湖水进水温度。该温度传感器采用精度较高的 NTC 热敏电阻，工作温度范围是 $-10^{\circ}\text{C} \sim +110^{\circ}\text{C}$ ，精度为 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 。

图 2.11 表示的是 2004 年夏季运行时每日的最高进水温度，进入 7 月下旬后，进水温度超过了 30°C ， 30°C 以上的进水温度一直持续到 8 月下旬。夏季最高进水温度为 31.6°C ，低于大多数空调用冷却塔的最高出水温度。图 2.12 表示的是 2004 年冬季运行时每日的最低进水温度。制热期运行的起始水温为 15.6°C ，随着气温下降和不断取热，进水温度不断下降，1 月下旬的水温逐渐接近最低点，这个时候往往也是一年中气温最低的一段时期，之后的水温逐渐回升。共有 17 天的时间进水温度低于 7°C ，需要启动辅助加热装置。

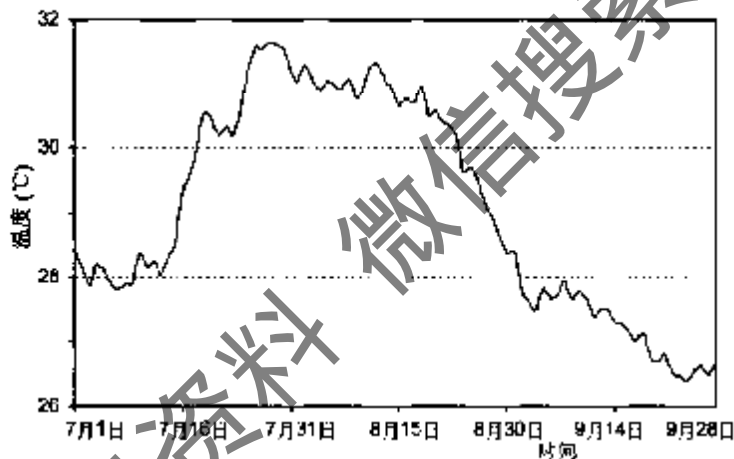


图 2.11 夏季运行时每日的最高进水温度

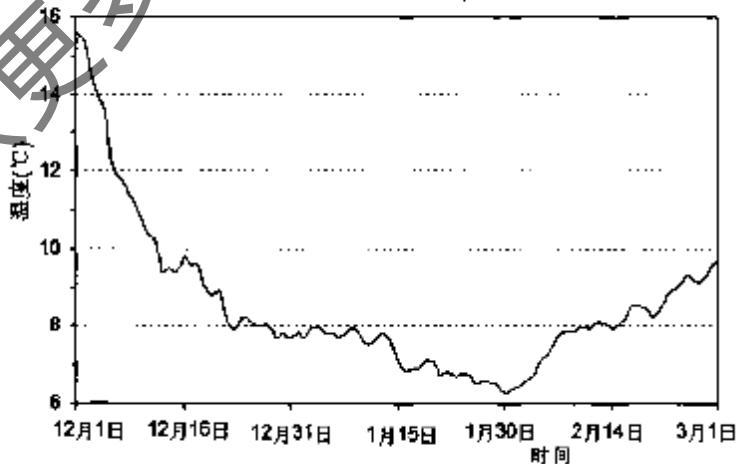


图 2.12 冬季运行时每日的最低进水温度

大多数建筑的冷负荷比热负荷大，对土壤源热泵而言，如果埋地换热器不是足够大，夏、冬季排热与取热的不平衡往往会造成进液温度在以后的年份里逐渐

增大。不过这种排热与取热的不平衡并不会对地表水源热泵以后年份的运行带来影响,这是因为地表水体不断地与外界进行热交换,具有水温自我恢复能力。只要气温不出现反常现象,第二年制冷制热运行开始时的水温会接近于前一年同期的水温。

2.3 夏季冬季系统运行测试

2.3.1 测试内容及其误差分析

为了了解系统投入运行后的实际性能,对该地表水源热泵系统进行了较为全面的测试。测试的内容包括气温、湖水进出水温度、循环水进出水温度和 COP 值。测试用的元件和仪器如表 2.3 所示。

循环水密度随水温的变化对 COP 值的影响很小,忽略循环水的密度变化,取其平均值为 998 kg/m^3 ,则 COP 值的计算公式为:

$$COP = \frac{1.16 \times G \times \Delta t}{N} \quad (1.1)$$

式中的 G 为循环水量 (m^3/h), Δt 为循环水的进出水温差 ($^{\circ}\text{C}$), N 为功率 (kW)。

表 2.3 测试用的元件和仪器

名称	型号	适用范围	精度	用途
温度传感器	NTC 型热敏电阻	$10^{\circ}\text{C} \sim 110^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.2^{\circ}\text{C}$	测水温
超声波流量计	FLB20002 型	$\phi 25 \sim \phi 500$	$\pm 1.5\%$	测水量
数字式功率表	WT130 型	$0 \sim 400\text{A}$ $15 \sim 600\text{V}$	$\pm 1\%$	测功率
玻璃水银温度计	—	$0^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$	测气温

由于 COP 值的测量属于间接测量,其测量误差需要通过计算得出。根据间接测量的误差传递原理可以推出 COP 值的标准误差计算公式为:

$$\begin{aligned} \sigma_{COP}^2 &= \left(\frac{\partial COP}{\partial G} \right)^2 (G \xi_G)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial \Delta t} \right)^2 \xi_{\Delta t}^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial N} \right)^2 (N \xi_N)^2 \\ &= \left(\frac{1.16G}{N} \right)^2 \left[(\Delta t)^2 \xi_G^2 + 2\xi_r^2 + (\Delta t)^2 \xi_N^2 \right] \end{aligned} \quad (1.2)$$

式中 ξ_G 、 ξ_N 分别为流量计和功率表的精度, ξ_r 为温度传感器的精度。用式 (1.2) 对热泵机组 COP 测量的误差进行了计算,最大相对误差为 6.3%。

2.3.2 夏季运行测试

2005 年 7 月 18 日,对机组的制冷工况进行了测试。当时正值盛夏时节,气

温相当高，五台机组全部投入运行，选择 1[#]机组作为测试对象，机组的额定制冷量为 896kW。为了使待测试的机组保持较高的负荷率，当负荷降低较多时，人为地停掉另外的一台机组，在进行冬季运行测试时也是如此。白天大剧院不需供冷，三台循环水泵都开启为市政府大楼供冷水，1[#]机组循环水流量为 153.8m³/h。测试结果如图 2.13、图 2.14 和图 2.15 所示。

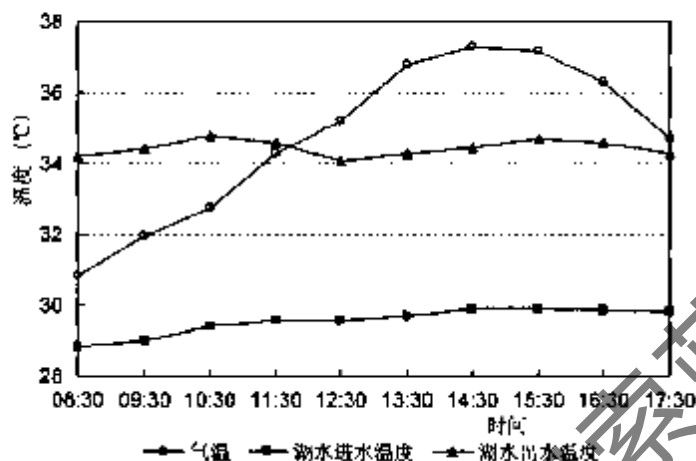


图 2.13 夏季测试日内的气温与湖水进出水温度

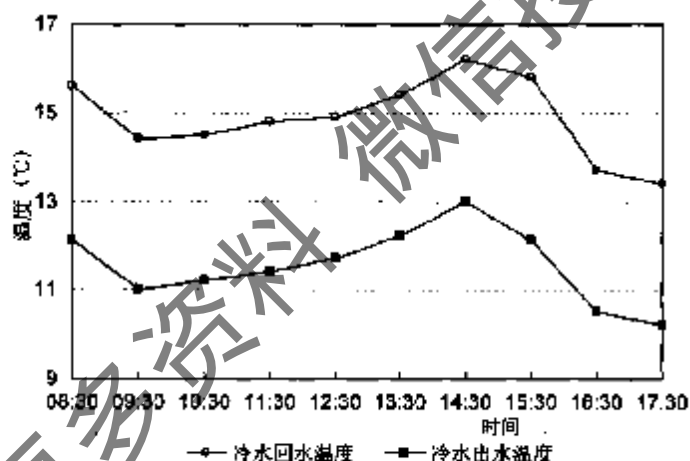


图 2.14 冷水回水温度与出水温度

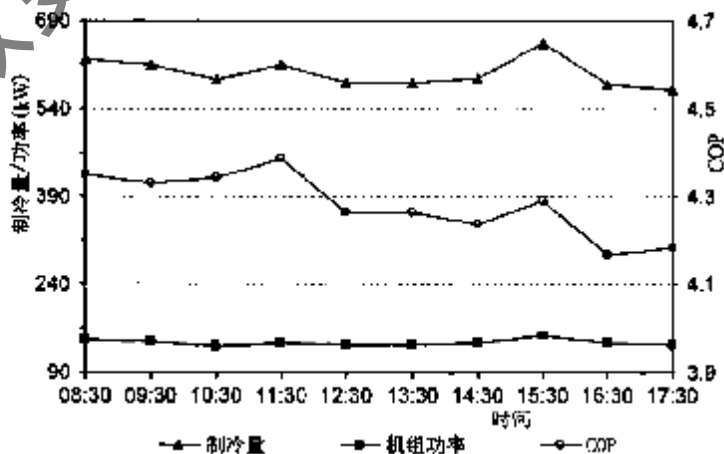


图 2.15 制冷量、机组功率与 COP 值

测试时的起始湖水进水温度为 28.8°C ，受太阳辐射及气温升高的影响，从 8:30 到 14:30，进水温度升高了 1.1°C 。当天的气温比进水温度高出 $2^{\circ}\text{C}\sim 7.4^{\circ}\text{C}$ ，湖水的冷却效果明显好于风冷热泵所利用的室外空气。由于早上开机时循环水的起始水温高，白天的气温高、冷负荷大，尽管早上 7:30 就提前开机，但冷水的供回水温度始终难以降到 $7^{\circ}\text{C}/12^{\circ}\text{C}$ 的标准工况，从 9:30 到 14:30，受冷负荷增大的影响，冷水出水温度甚至还逐渐升高。14:30 以后，负荷开始回落，冷水处水温也开始下降。由于冷水泵流量偏大，冷水供回水温差在 $3.2^{\circ}\text{C}\sim 3.7^{\circ}\text{C}$ 之间，并未达到标准温差 5°C 。

从图 2.15 中可以看出，随着时间的推移，COP 有轻微下降的趋势，主要原因在于湖水进水温度有一定的升高。在负荷较高的中午时段 (12:30~14:30)，制冷量并未达到最高，这是因为中午市政府工作人员休息，关掉了一些办公室的末端设备。当天的平均进水温度为 29.5°C ，机组的平均 COP 为 4.28。

2.3.3 冬季运行测试

2005 年冬季，由于湘潭市广电中心加入该系统，集中机房又安装了 2 台机组和 2 台循环水泵，共有 7 台机组。2006 年 1 月 4 日，对机组的制热工况进行了测试，选择 4[#] 机组作为测试对象，机组的额定制热量为 1020kW 。白天大剧院不需供热，共开启二台循环水泵为市政府和广电中心供空调热水，4[#] 机组循环水流量为 $145.4\text{m}^3/\text{h}$ 。测试结果如图 2.16、图 2.17 和图 2.18 所示。

由于 1 月 4 日早晨当地的气温突降，水温由于热惰性而下降缓慢，致使当天的湖水进水温度比气温高出 $2.6^{\circ}\text{C}\sim 4^{\circ}\text{C}$ ，热源的温度高于风冷热泵。不过这种现象并没有长期持续下去，持续的低温天气会使进水温度逐渐降低。当天的湖水进水温度在 $9.1^{\circ}\text{C}\sim 9.6^{\circ}\text{C}$ 之间，变化幅度比夏季小。为了加热环路中的循环水，早上 7:30 提前开机，8:00 时开 5 台机组供热，由于热负荷在白天波动较小，供回水温度逐渐升高，这可以从图 2.17 看出。从 8:30 到 14:30，供水温度从 42.8°C

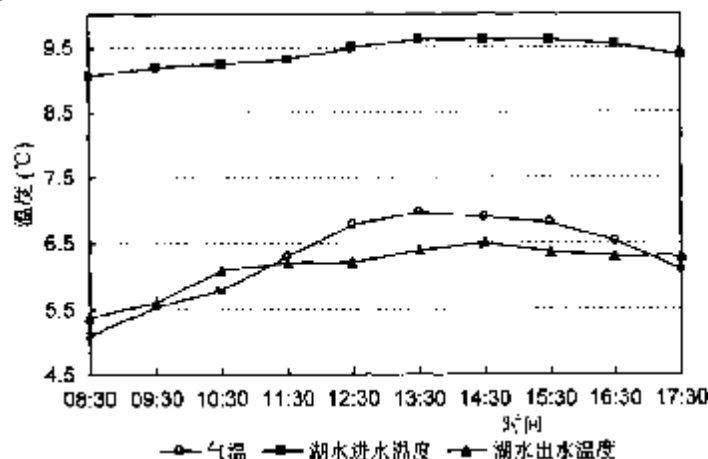


图 2.16 冬季测试日内的气温与湖水进出水温度

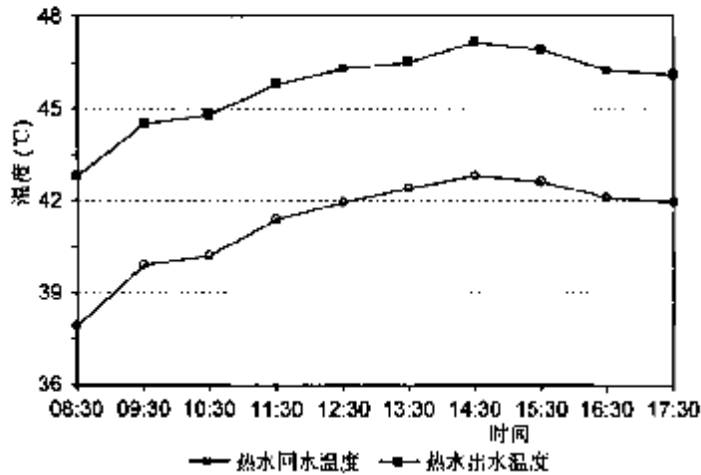


图 2.17 热水回水温度与出水温度

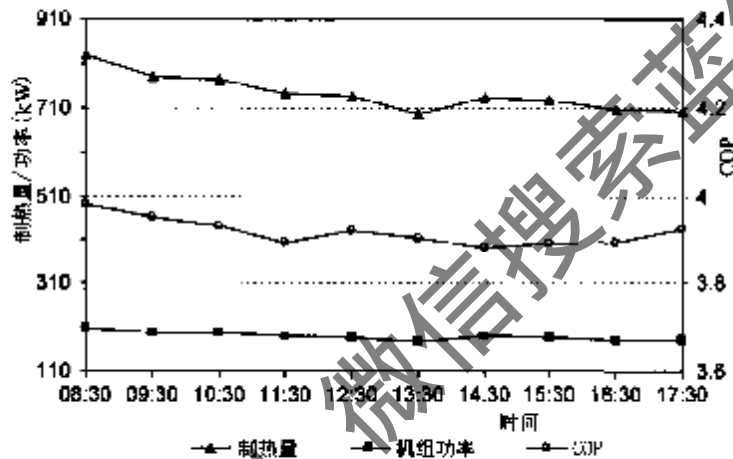


图 2.18 制热量、机组功率与 COP 值

升高到 47.1°C，临近中午时还停掉了一台机组。全天的制热量和 COP 都比较稳定。当天的平均进水温度为 9.4°C，机组的平均 COP 为 3.92。

2.4 地表水源热泵与风冷热泵性能的对比较测试

如绪论中所述，地表水温的变化比气温的变化更温和，而且水的换热性能优于空气，这也意味着地表水源热泵的性能要好于风冷热泵。为了实际地比较南方地区地表水源热泵系统与风冷热泵的性能，笔者对不同水温、气温时该系统和螺杆式风冷热泵的 COP 进行了测试，风冷热泵的测试地点选择在机房附近的电信大楼。

地表水源热泵系统和风冷热泵制冷和制热的 COP 用式 (1.1) 计算。计算风冷热泵的 COP 时，式中的功率为压缩机和风机的功率之和；风冷热泵 COP 测量的标准误差用式 (1.2) 计算。计算地表水源热泵系统的 COP 时，式 (1.1) 中的功率为热泵机组功率与湖水泵功率之和，地表水源热泵系统 COP 测量的标准误差计算式可表示为：

$$\begin{aligned} \sigma_{COP}^2 &= \left(\frac{\partial COP}{\partial G} \right)^2 (G \xi_G)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial \Delta t} \right)^2 \xi_{\Delta t}^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial (N_c + N_p)} \right)^2 \left[(N_c \xi_N)^2 + (N_p \xi_N)^2 \right] \\ &= \left(\frac{1.16G}{N_c + N_p} \right)^2 \left[(\Delta t)^2 \xi_G^2 + 2\xi_{\Delta t}^2 + \left(\frac{\Delta N_c \xi_N}{N_c + N_p} \right)^2 + \left(\frac{\Delta N_p \xi_N}{N_c + N_p} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (1.3)$$

式中的 N_c 和 N_p 分别为机组和湖水泵的功率。用式(1.2)和式(1.3)计算出风冷热泵和地表水源热泵系统 COP 测量的最大相对误差分别为 6.7% 和 6.1%。

测试时机组的负荷率为 80%~90%，制冷和制热时机组的出水温度分别为 8℃ 和 45℃ 左右。冬季在机组不需要辅助加热、不除霜时进行测量，不需考虑辅助加热和除霜的能耗。集中机房设有多个机组和湖水泵，但测试时只开启一台机组和一台小流量的湖水泵，关闭市政府大楼主楼的空调冷(热)水系统，只给附楼供空调冷(热)水。图 2.19 和图 2.20 分别为夏季和冬季不同水温和气温时水-水热泵机组、地表水源热泵系统和风冷热泵的 COP。

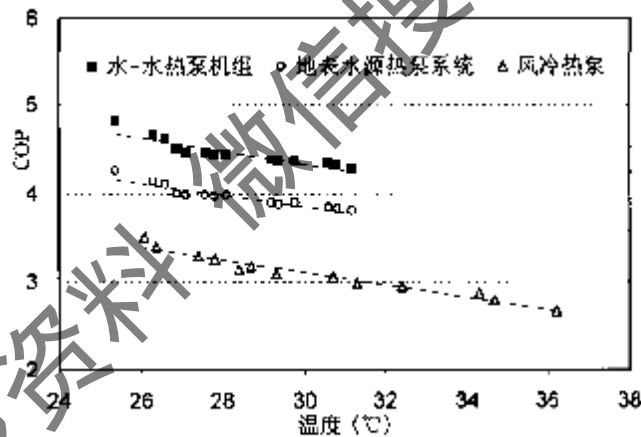


图 2.19 夏季不同水温和气温时的 COP 值

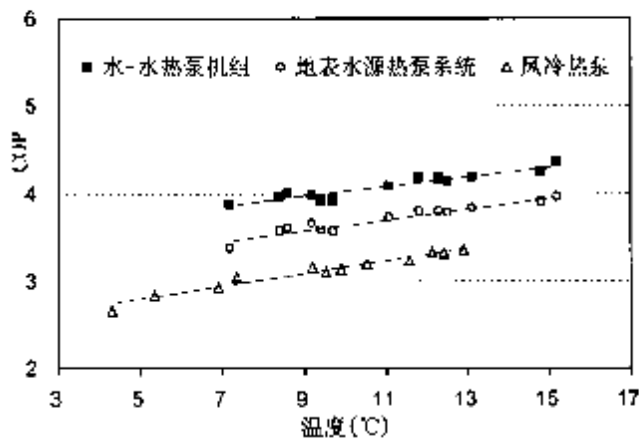


图 2.20 冬季不同水温和气温时的 COP 值

从图 2.19 和图 2.20 可以看出：在一定的温度范围内，COP 与水温、气温之

间的关系大体上接近于线性关系,这与文献[28]通过试验得出的结论是一致的。热泵机组的制冷、制热 COP 与水温 t_w 的拟合关系式分别为:

$$COP_c^{SWHP} = 6.58 - 0.075t_w \quad (1.4)$$

$$COP_h^{SWHP} = 3.45 + 0.0566t_w \quad (1.5)$$

由式(1.4)可以推知,制冷运行时冷却水温度每降低 1°C ,机组的 COP 升高 1.7%~1.8%。据文献[50]报道:香港采用海水冷却的冷水机组的冷却水温度每降低 1°C ,机组的 COP 升高 2%左右,这与本文的测试结果基本相符。由式(1.5)可以推知,制热运行时水源温度每升高 1°C ,机组的 COP 升高 1.34%~1.45%,其变化幅度比制冷运行时略小。

将地表水源热泵系统制冷、制热 COP 与水温 t_w 的关系拟合成如下的关系式:

$$COP_c^{SWHP} = 5.83 - 0.066t_w \quad (1.6)$$

$$COP_h^{SWHP} = 3.01 + 0.062t_w \quad (1.7)$$

用同样的方法可以得到风冷热泵 COP 与气温 t_a 的关系式为:

$$COP_c^{ASHP} = 5.25 - 0.07t_a \quad (1.8)$$

$$COP_h^{ASHP} = 2.42 + 0.073t_a \quad (1.9)$$

从式(1.6)~式(1.9)可以推知,在相同的水温和气温下,考虑湖水泵功率时系统制冷运行 COP 比风冷热泵高 0.7~0.85,地表水显示出优于空气的换热性能;制热运行时该系统 COP 的优势有所减小,在相同的水温和气温下,系统的 COP 比风冷热泵的 COP 高 0.46 左右。所测试的风冷热泵夏季最高运行气温达到 36.2°C ,冬季最低运行气温为 4.3°C ,过高、过低的气温使风冷热泵的 COP 下降较快。地表水源热泵的运行水温比风冷热泵的运行气温更稳定、更有利, COP 较为稳定,冬季不存在除霜的问题。

湖水泵的能耗对系统的性能有较大的影响。测试结果表明,考虑湖水泵功率时系统的 COP 比水-水热泵机组低 9.4—13%。降低地表水泵能耗的措施主要有:

(1) 开式系统的地表水提升高度会直接计入地表水泵的扬程,在设计这类系统时尽可能减小地表水的提升高度。

(2) 应尽可能缩短引水和排水管道的长度,如果水源与机组之间的距离比较长,则应事先进行可行性分析,然后再决定是否建造开式地表水源热泵系统。

(3) 夏季运行时冷却水量较大,为了减小夏季运行时的冷却水流量,制冷时冷凝器的进出水设计温差可以加大到 5°C 以上。

(4) 采用变流量泵,通过调节地表水流量来进一步降低地表水泵的能耗。

2.5 小结

人工或天然形成的湖泊、池塘越来越频繁地被一些建筑小区景观设计师或规

划师用来营造生态、和谐的小区环境，这也为应用地表水源热泵提供了得天独厚的条件。在国外，已经建成了不少利用江河水、湖水、海水的用于区域供冷供热的大型热泵系统。由于种种原因，国内利用地表水的热泵区域供冷供热系统还未得到发展。湘潭城市中心区内有大面积的人工湖，有一批新建的建筑，适合于建造地表水源热泵系统用于区域供冷供热，本章首先详细地介绍了这个试验性的系统的构成和设计思路。

了解当地的水温气温特点是建造地表水源热泵系统之前所必需的工作，本章将2001年当地逐日的湘江水温与气温进行了对比。

对温水或冷水排入湖中后水温的恢复情况进行了测试，测试结果表明水温得到了较好的恢复，将取水口布置在排水口下游200m处是合理的。

系统投入运行以后，对湖水处理前后的水质进行了检测，确保处理后的水质能够满足机组的要求。对制冷和制热期内每日的湖水进水温度进行了检测，结果表明在绝大部分时间内进水温度是比较理想的，在少数的时间内需要启动辅助加热装置。

对该系统夏季和冬季运行时的气温、湖水进出水温度、循环水进出水温度和COP值进行了测试，同时进行了误差分析。为了实际地比较南方地区地表水源热泵系统与风冷热泵的性能，对不同水温、气温时该系统和螺杆式风冷热泵的COP进行了测试。测试结果表明，在相同的水温和气温下，考虑湖水泵功率时系统制冷运行COP比风冷热泵高0.7~0.85，制热运行时在相同的水温和气温下，系统的COP比风冷热泵的COP高0.46左右。湖水泵的能耗对系统的性能有较大的影响，分析了降低湖水泵能耗的措施。

第 3 章 闭式地表水源热泵系统的动态模拟

3.1 研究对象的特点与研究内容

闭式地表水源热泵系统通常将换热盘管放置在具有一定深度的湖(池塘)的底部,通过盘管内的循环介质与水体进行换热。盘管的材料多采用强度高且耐腐蚀的高密度聚乙烯管(HDPE)。在气温较寒冷的地区,为了防止冬季制热时机组换热器内的循环介质冻结,一般采用防冻液作为循环介质。这种系统在欧美国家有不少应用,常与水-空气热泵机组连接,系统的容量一般不大。

与土壤源热泵系统相比,在放置热泵系统的换热器时不需要钻孔,系统的初投资比较低。在冬季气候较温和的地区,这类系统的性能系数与土壤源热泵系统比较接近。与开式地表水源热泵系统比较,这类系统机组换热器结垢或腐蚀的可能性大大降低。由于水底盘管的导热系数较小,盘管外表面受水质的影响往往会结垢,且水温受水面气象参数的影响发生波动,会影响系统的性能。因此,闭式系统最好是在水质较好、并且有一定深度的水体中。本章研究的是水深在 4m 以上的湖(池塘)之类的封闭水体。

具有一定深度、容积的封闭蓄水体一般会产生不同程度的分层现象。图 3.1 表示的是水的密度随温度变化趋势。水的密度在 4℃ 时最大;温度高于 4℃ 时,密度变化率随着温度的升高而逐渐增大,这一特点使得在夏秋高温季节,表层温水与下面温度较低的湖水之间形成较大的密度差,产生温度分层。一般为图 3.2 中所示的“三层结构”,即包括有上部温水层(Epilimnion)、中部温跃层(又称斜温层,Thermocline)、底部均温层(Hypolimnion)

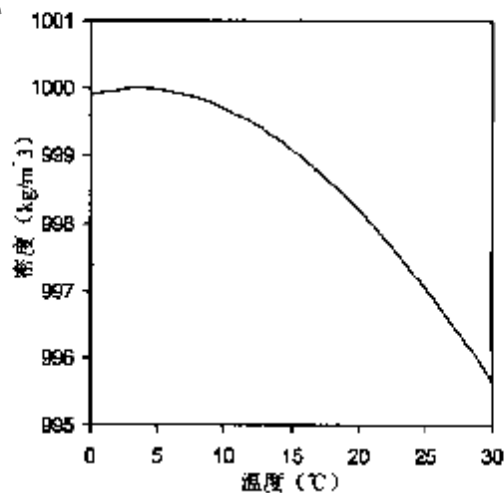


图 3.1 水的密度与温度的关系

的结构。形成这种“三层结构”要求湖(库)的水深在 10m 以上^[51]。对于我国大多数处于亚热带地区的湖泊而言,从每年春末夏初开始,表层水温开始高于底层水温,这种温度分层一直持续到秋季。随着秋季气温的下降,表层水温开始下降,密度较大的表层冷水下沉,与下部密度较小的水混合,这种对流混合一直持续到表层至底层发生彻底的翻转,这种现象叫做“翻池”^[52]。翻池后,整个水体保持全同温状态,一直到次年的春末夏初开始另一次循环。

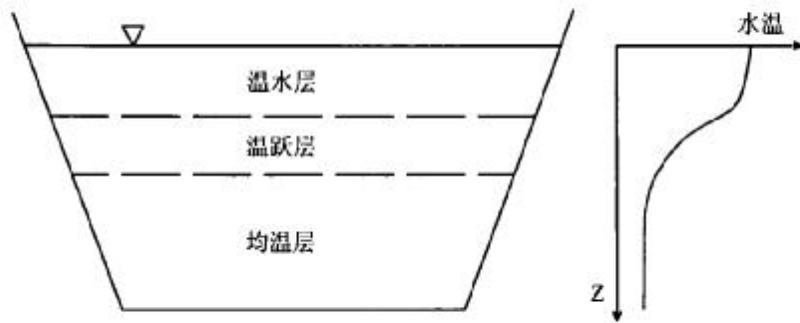


图 3.2 湖泊水温垂向分层示意图

常见的水底换热盘管有两种类型：环状平铺盘管和线圈状盘管。图 3.3(a) 摄自某一正在建造的闭式地表水源热泵系统，架设在湖面上的便是环状平铺盘管，充满循环介质后将其沉入湖底。这类盘管的换热效率高一些，所需的盘管长度小一些。线圈状盘管由塑料管缠绕、相互重叠而成(如图 3.3(b)所示)，换热效率比松散的环状盘管差一些，这种形式的换热盘管在制作和安装时比较费时。

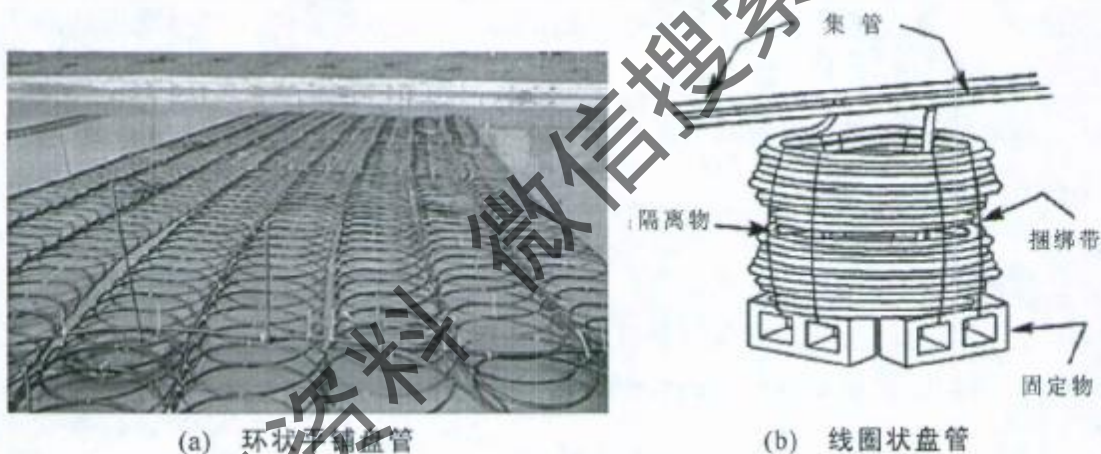


图 3.3 两类水底换热盘管

在国外，闭式系统的设计大多根据从工程实践中总结出的经验进行，一些与地源热泵设计相关的文献给出的数据和计算公式多源自于经验^[23,53]。闭式系统模型研究方面的报道比较少。文献[54]假定湖的垂向水温分布具有稳定的三层结构，将上部温水层和底部均温层都视为混合均匀的单元，并认为中部温跃层的水温与水深之间存在线性关系，对每一层列出热量平衡方程。文献[54]没有建立相应的热泵机组模型和盘管/湖水换热模型，将湖底的取(放)热量视为不随时间变化的定值。文献[29]建立了温水层以下的冬季垂向一维水温模型，这比文献[54]的水温模型要精确不少，但文献[29]同样将湖底的取热量视为定值。文献[55]建立了池塘用于散出混合土壤源热泵多余冷凝热的模型。用一个简单的拟合方程模拟热泵机组，考虑了池水与盘管换热量的逐时变化，但该模型将池水视为均匀混合，没有考虑水体的垂向水温变化。综上所述可知：在已有的模型中，有的没有建立相应的热泵机组模型和盘管/湖水换热模型，将湖底的取(放)热量视为定值；

有的没有考虑水体的垂向水温变化。对于有一定深度的水体，有必要建立一个完整、系统的闭式系统动态模型。

湖水从春末夏初开始的温度分层现象有利于闭式系统的夏季制冷，底部较低的水温对盘管散热有利。但从另一方面来说，水底盘管的放热会逐渐破坏温度分层的稳定程度，下层湖水的温度会逐渐上升，影响盘管的散热效果。在冬季制热开始时，湖水基本上是等温的，但底部盘管不断取热会使温度分层现象又一次出现，底部水温略低于表层水温，这对系统的制热性能不利。可见，换热盘管的加入会使水温垂向分布情况发生变化，这种变化会影响到闭式系统的制冷制热性能。因此，有必要综合考虑水面气象参数变化和底部放热、取热对水温垂向分布的影响。底部放热、取热量的大小与底部湖水温度及负荷的变化有关，这就要求将垂向水温模型与热泵机组模型耦合求解，才能模拟出闭式系统的动态特性，为闭式系统的优化设计提供参考依据。

3.2 垂向水温模型

3.2.1 控制方程

假定所研究的水体是封闭的，没有入流和出流。根据热量平衡原理，可得到以下的控制方程^[56]：

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z} \left(A E_v \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \frac{1}{\rho c A} \frac{\partial}{\partial z} [A \varphi(z)] \quad (3.1)$$

式中， z ——垂向坐标，向上为正

E_v ——垂向扩散系数， m^2/s

A ——高程 z 处的水平截面面积， m^2

$\varphi(z)$ ——水面下高程 z 处的太阳垂直辐射通量， W/m^2

方程(3.1)的初始条件取为制冷季和制热季开始时的水温分布。前面的分析表明：系统制冷制热开始时湖水基本上是同温的。取春末和秋末的湖水温度作为制冷季和制热季的初始水温，初始条件为：

$$t(z, \tau)_{\tau=0} = t_0 \quad (3.2)$$

采用第二类边界条件来表达底部和水面的边界条件。通常认为湖底是绝热的，湖底盘管与底层湖水之间的换热量为 Q_n ，假定热流量 Q_n 在底部均匀分布，底部边界条件为：

$$\varphi|_{z=z_b} = Q_n / A_b \quad (3.3)$$

水面边界条件为:

$$\varphi|_{z=z_s} = \varphi_n \quad (3.4)$$

式中的 z_b 和 z_s 分别为湖底和水面的高程, A_b 为底部的面积, φ_n 为水面热流通量。

垂向扩散系数包括分子扩散系数和紊动扩散系数。对于水域广阔的大型水库和湖泊, 垂向扩散系数与水深、水面风力、浮力、内波频率等多种因素有关^[51]。不同深处的 E_v 值有差别, 对于大型湖泊和水库, 最大的 E_v 值可达到 $1\text{cm}^2/\text{s}$ ^[52]; 对于那些弱分层的小型浅水湖泊, E_v 受水面风力的影响较小, 最大的 E_v 值能达到 $0.01\text{cm}^2/\text{s}$ ^[56], 约为分子扩散系数的 7 倍。Fang 和 Stefan 研究了位于美国明尼苏达州和威斯康辛州的两处小型浅水湖泊^[59], 平均深度分别为 6.85m 和 3.87m, 取其最大的 E_v 值为 $7.5 \times 10^{-3}\text{cm}^2/\text{s}$ 。应用地表水源热泵的水体一般为面积和水深都比较小的池塘(湖), E_v 的取值应参照小型浅水湖泊。

方程(3.1)没有考虑对流混合引起的热迁移。对于温度分布不稳定引起的密度分布不稳定, 将在计算时对一定深度的水温进行平均, 直到密度不稳定消失。

3.2.2 水面热流通量

要模拟湖水的水温分布, 必须先计算水面热流通量。水面热交换包括辐射、蒸发、传导三个方面, 水面的净热流通量 φ_n 为:

$$\varphi_n = (1-r_s)\varphi_{sr} + (1-r_a)\varphi_{ar} - \varphi_{wr} - \varphi_e - \varphi_c \quad (3.5)$$

式中: φ_{sr} 、 φ_{ar} ——太阳短波辐射和大气长波辐射, W/m^2

r_s ——水面对太阳短波辐射的反射率, 取 0.1

r_a ——水面对大气长波辐射的反射率, 取 0.03

φ_{wr} ——水体发出的长波辐射, W/m^2

φ_e 、 φ_c ——蒸发热流通量和传导热流通量, W/m^2

没有被水面反射的太阳短波辐射, 其中一部分被水体表层吸收, 一部分按指数规律衰减进入水体深处。太阳短波辐射在水中会迅速削弱, 对于清洁水体, 通过 1cm 的水层可削弱 27% 的入射辐射, 通过 10cm 时削弱 45%, 通过 1m 时可以削弱 64%; 对于混浊水体, 削弱速度更快。不同深处太阳辐射通量的计算公式如下^[60]:

$$\varphi(z) = (1-r_s)\varphi_{sr}(1-\beta)\exp[-\eta(z_s-z)] \quad (3.6)$$

式中的 β 为水面吸收率, 取 $\beta=0.4$; η 为衰减系数, 主要取决于水体的色度和浊度。如果水比较清, 一般可取 $\eta=0.6$ 。

大气长波辐射 φ_{ar} 用 Stefan-Boltzmann 定律计算:

$$\varphi_{ar} = \sigma_b \varepsilon_a (t_a + 273)^4 \quad (3.7)$$

式中的 t_a 为气温, σ_b 为 Stefan-Boltzmann 常数, $5.67 \times 10^{-8}\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; ε_a 为大气

的发射率，晴天无云时一般采用 Idso-Jackson 公式计算^[60]：

$$\varepsilon_a' = 1 - 0.261 \exp(-0.74 \times 10^{-4} t_a^2) \quad (3.8)$$

天空有云时，用 Bolz 公式对上式进行修正^[60]：

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a' (1 + C_r \omega^2) \quad (3.9)$$

式中的 ω 为云层覆盖的比例，用一分制表示， $0 \leq \omega \leq 1$ ； C_r 为由云层高确定的系数， C_r 的值在 0.04—0.25 之间变化，美国田纳西工程管理局推荐取平均值 0.17^[60]。

水体发出的长波辐射 φ_{wr} 是水体热损失很重要的一部分，用下式计算：

$$\varphi_{wr} = \sigma_b \varepsilon_w (t_s + 273)^4 \quad (3.10)$$

式中的 t_s 为水面温度； ε_w 为水面长波发射率，取 0.97。

水面蒸发热流通量 φ_e 的计算一般采用经验公式，可按下式计算^[61]：

$$\varphi_e = 7.5 \times 10^{-3} \times (9.2 + 0.46 u_a^2) (p_s - p_a) \quad (3.11)$$

式中的 u_a 为水面上 2 米处的风速(m/s)； p_a 为空气的水蒸汽分压力(Pa)， p_s 为水面温度所对应的饱和水蒸汽分压力(Pa)，可用下式计算^[62]：

$$p_s = \exp \left(23.196 - \frac{3816.44}{t_s + 227.02} \right) \quad (3.12)$$

对流热流通量 φ_c 可通过 Bowen 比计算出^[61]：

$$\varphi_c = 0.75 C_b p_0 (9.2 + 0.46 u_a^2) (t_s - t_a) \quad (3.13)$$

式中的 p_0 为水面上的大气压力(hPa)； C_b 为 Bowen 常数，一般为 $6.6 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。

3.2.3 水底盘管与湖水的换热

水底盘管与湖水的换热量代表了水体所承担的散热(取热)负荷的大小。换热量的大小取决于换热温差、盘管换热面积以及传热系数的大小。盘管管径、长度和管内流量一旦确定，换热面积随之确定。但由于盘管周围湖水的温度会随着取热、放热及水面上气象参数的变化而变化，且盘管的进水温度也会随着建筑冷热负荷的变化而变化，因此换热温差在供冷供热季节中是变化的，这就要求对整个供冷供热季的底部湖水温度及盘管出液温度进行动态模拟，为确定合理的盘管尺寸提供依据，保证热泵机组的进液温度在规定的上限值和下限值之间变化。

设湖底的盘管由 n 个长度、大小相同的子盘管并联而成，来自热泵机组的进水被均匀地分配到各个子盘管中。则盘管与底部湖水的总换热量为：

$$Q_n = n K A_p (t_m - t_b) \quad (3.14)$$

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_i} + \frac{D_i}{2\lambda_p} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{D_i}{D_o} \left(\frac{1}{\alpha_o} \right) + R_o + R_i \right]^{-1} \quad (3.15)$$

式中： t_m ——盘管内流体的平均温度， $t_m = (t_{in} + t_{out})/2$

t_b ——底层湖水的温度， $^\circ\text{C}$

K — 传热系数(按内表面积计算), $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

A_p — 子盘管的内表面积, m^2

λ_p — 管壁的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$

D_i 、 D_o — 盘管的内、外径, m

α_i 、 α_o — 内、外表面的换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

R_i 、 R_o — 盘管内表面、外表面的污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$

盘管内流体处于封闭状态, 流速比较大, 盘管内表面的污垢系数可以忽略, 管内侧、管外侧的换热系数用下式计算^[62]:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{D} \quad (3.16)$$

计算管内侧换热系数时, λ 取管内流体的导热系数, D 取管道内径; 计算管外侧换热系数时, λ 取管外湖水的导热系数, D 取管道外径。为了加强盘管的换热能力, 需要使盘管内的流动为旺盛紊流, 这时可采用 Dittus-Boelter 关系式计算管内侧的努谢尔特数^[63]:

$$Nu_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^c \quad (3.17)$$

上式中的 c 为常数。夏季制冷时, 管内流体被冷却, $c=0.3$; 冬季制热时, 管内流体被加热, $c=0.4$ 。

将管外对流视为自然对流, 管外侧的努谢尔特数可用下式计算^[64]:

$$Nu_o = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\}^2 \quad (3.18)$$

$$Ra = \frac{g\gamma\Delta t D_o^3}{\nu\alpha} \quad (3.19)$$

式中: Ra — Rayleigh 数

γ — 水的容积膨胀系数, $1/^\circ C$

ν — 水的运动粘滞系数, m^2/s

α — 水的热扩散系数, m^2/s

Δt — 盘管表面温度与湖水温度之差, $^\circ C$

由于热流量未知, 管表面温度并不能事先求出。鉴于管外侧的换热系数对总传热系数的影响较小, 而且每隔一个时间步长湖水温度的变化很小, 这里将第 j 个时段的盘管表面温度与湖水温度之差近似为:

$$\Delta t = \frac{t_b^{j-1} + t_m^{j-1}}{2} - t_h^{j-1} = \frac{t_m^{j-1} - t_b^{j-1}}{2} \quad (3.20)$$

3.2.4 水温模型的数值方法

如图 3.4 所示, 把水体分成 n 个水平的体积单元, 每层的厚度为 Δz , 其中表面层体积元的编号为 s , 底层体积元的编号为 b , 中间各体积元从下开始向上依次编号, $i=2, 3, \dots, n-1$ 。图中标出了第 i 个体积元的热平衡状况, 双下标 $i+1, i$ 和 $i, i-1$ 表示两个相邻体积元交界面上的值。根据图 3.4, 用显式差分体系将控制方程离散。

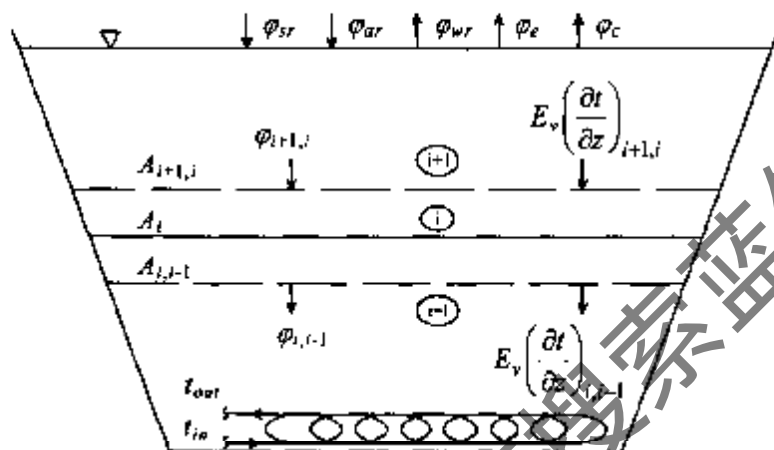


图 3.4 水体的热平衡

第 i 个体积元在第 j 个时段末的温度 t_i^j 为:

$$t_i^j = t_i^{j-1} + \Delta t_i^j \quad (3.21)$$

式中的 t_i^{j-1} 为第 i 个体积元在第 $j-1$ 个时段末的温度, Δt_i^j 为第 i 个体积元在第 j 个时段内的温度变化量。

对于中间某个体积元, Δt_i^j 等于吸收太阳辐射引起的温度变化 Δt_{i1}^j 和垂向热扩散引起的温度变化 Δt_{i2}^j 之和。将体积元视为等截面, 在时间步长 $\Delta \tau$ 内, 各种温度变化量的计算式如下:

$$\Delta t_{i1}^j = \frac{1}{\rho c A_i \Delta z} (\phi_{i-1,i} A_{i+1,i} - \phi_{i,i-1} A_{i,i-1}) \Delta \tau \quad (3.22)$$

$$\Delta t_{i2}^j = \frac{E_v}{A_i \Delta z} \left(\frac{t_{i+1}^{j-1} - t_i^{j-1}}{\Delta z} A_{i+1,i} - \frac{t_i^{j-1} - t_{i-1}^{j-1}}{\Delta z} A_{i,i-1} \right) \Delta \tau \quad (3.23)$$

对于表面层体积元, Δt_s^j 等于水面热通量引起的温度变化 Δt_{s1}^j 和垂向热扩散引起的温度变化 Δt_{s2}^j 之和。将表面层视为等截面的体积元, 时间步长 $\Delta \tau$ 内各种温度变化量的计算式如下:

$$\Delta t_{s1}^j = \frac{\phi_s \Delta \tau}{\rho c \Delta z} \quad (3.24)$$

$$\Delta t_{s2}^j = -\frac{E_v}{A_s \Delta z} \left(\frac{t_s^{j-1} - t_{n-1}^{j-1}}{\Delta z} A_{s,n-1} \right) \Delta \tau \quad (3.25)$$

对于底层体积元, Δt_{b1}^j 等于吸收太阳辐射引起的温度变化 Δt_{b1}^j 、垂向热扩散引起的温度变化 Δt_{b2}^j 以及盘管与底层湖水换热引起的温度变化 Δt_{b3}^j 之和。将底层视为等截面的体积元, 假定热流量 Q_n 在底部均匀分布, 时间步长 $\Delta \tau$ 内各种温度变化量的计算式如下:

$$\Delta t_{b1}^j = \frac{\varphi_{2,b} A_{2,b}}{\rho c A_b \Delta z} \Delta \tau \quad (3.26)$$

$$\Delta t_{b2}^j = \frac{E_v}{A_b \Delta z} \left(\frac{t_2^{j-1} - t_b^{j-1}}{\Delta z} A_{2,b} \right) \Delta \tau \quad (3.27)$$

$$\Delta t_{b3}^j = \frac{Q_n \Delta \tau}{\rho c A_b \Delta z} \quad (3.28)$$

当盘管散热时 Q_n 为正, 盘管吸热时 Q_n 为负。

考虑到各层水温的差异会导致一定的密度差, 为了提高计算的精确度, 采用下式计算不同水温时水的密度 (kg/m^3)^[65]:

$$\rho(t) = (0.9998395 + 6.7914 \times 10^{-5} \times t - 9.0894 \times 10^{-6} \times t^2 + 1.0171 \times 10^{-7} \times t^3 - 1.2816 \times 10^{-9} \times t^4 + 1.1592 \times 10^{-11} \times t^5 - 5.0125 \times 10^{-14} \times t^6) \times 1000 \quad (3.29)$$

上式虽然形式上比较繁琐, 但计算精度在 0.1% 以内。

由于采用了显式差分体系, 应适当选取 $\Delta \tau$ 和 Δz 的值, 以保证计算的稳定性。其稳定性条件为:

$$E_v \frac{\Delta \tau}{\Delta z^2} \leq \frac{1}{2} \quad (3.30)$$

本章要模拟的是供冷供热量湖水温度和热泵进水温度的动态变化, 时间步长取为 1 小时, 由于垂向扩散系数 E_v 的量级很小, 只要水层的厚度 Δz 不是特别小, 便能满足式 (3.30)。

在应用模型时应注意层数划分的问题。水体划分的层数过少, 不能准确反映垂向的水温分布规律; 划分的层数过多, 表层越薄, 将出现不切实际的表层高温, 从而使表面辐射热损失太大, 计算结果失真。

3.3 水—空气热泵机组模型

水-空气热泵机组 (water-to-air heat pump unit), 又称水源热泵机组。其容量比较小, 一般在 80 kW 以下^[12]。既有全部置于室内的整体式机组, 也有将外机置于房间以外 (一般置于走廊吊顶内或卫生间) 的分体式机组。

3.3.1 已有的热泵和制冷机稳态模型

已有的稳态模型基本上可以分为方程拟合模型和确定性模型^[66]。方程拟合法

将已知的运行参数和工况拟合成多项式方程, 这些方程不涉及系统内部的具体结构和原理。确定性模拟法利用热力学定律和热质交换原理对各个部件建模, 其精确度要好于方程拟合法, 但需要厂家提供各部件的具体参数。

Allen 和 Hamilton 提出了一个活塞式冷水机组的稳态模型^[66], 这是一个典型的方程拟合模型。制冷量 Q_e 和压缩机功率 N 被表示为蒸发器出水温度和冷凝器出水温度的多项拟合式。对蒸发器、冷凝器及系统列出能量平衡方程:

$$Q_e = \dot{m}_e c(t_{e1} - t_{e2}) \quad (3.31)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c(t_{c2} - t_{c1}) \quad (3.32)$$

$$Q_c = Q_e + N \quad (3.33)$$

式中的 \dot{m}_e 、 t_{e1} 、 t_{e2} 分别为蒸发器的流量、进出口水温, \dot{m}_c 、 t_{c1} 、 t_{c2} 分别为冷凝器的流量、进出口水温。在已知蒸发器和冷凝器入口水温及流量的情况下, 该模型共有 5 个方程, 5 个变量。但该模型需要厂家提供不同负荷率下蒸发器和冷凝器的出水温度以及压缩机功率, 实际上很难得到这方面的数据。

Stoecher 建立的蒸气压缩制冷机模型将制冷量和压缩机功率表示为蒸发温度和冷凝温度的多项拟合式, 对蒸发器、空冷式冷凝器用如下的近似方法计算^[67],

$$Q_e = 6[1 + 0.046(t_{e1} - t_e)](t_{e1} - t_e) \quad (3.34)$$

$$Q_c = UA_c(t_e - t_{amb}) \quad (3.35)$$

式中的 t_e 、 t_c 分别为蒸发温度和冷凝温度, UA_c 为假定不变的冷凝器总传热系数, t_{amb} 为环境温度。在设定 t_e 和 t_c 的初始值后进行迭代求解。该模型需要知道不同蒸发温度和冷凝温度下的制冷量和压缩机功率。

Stefanuk 提出了一个比较详细的水-水热泵机组模型^[68], 该模型属于确定性模型, 对每个部件用质量、能量、动量和状态方程及热交换关联式进行描述。

Bourdouxhe 提出了往复式制冷机的准稳态模型, 该模型介于方程拟合模型和确定性模型之间^[69]。模型需要样本提供每个工作点下的蒸发温度、冷凝温度、过热度、过冷度、制冷量和压缩机功率, 用于确定压缩机的各项参数, 但是产品样本一般不会提供如此详细的数据。

Lin 提出了基于参数估计的水-水、水-空气热泵机组稳态模型^[70]。该方法对各个部件分别建模, 选取若干个未知的模型参数, 根据样本提供的各工况点数据列出模型参数优化的目标函数, 该目标函数应当使压缩机功率、制冷(热)量的样本值与相应的计算值之间的误差最小, 误差计算式为:

$$SSE = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{(N_{cat})_i - (N_{cal})_i}{(N_{cal})_i} \right)^2 + \left(\frac{(Q_{cat})_i - (Q_{cal})_i}{(Q_{cal})_i} \right)^2 \right] \quad (3.36)$$

式中的下标 cat 和 cal 分别表示样本值和计算值。于是将参数估计问题转化为多变量优化问题, 通过求解以上最优化问题便可以估计出各模型参数。该方法所需

提供的数据较少，但求解起来仍然比较复杂。

综上所述；方程拟合模型虽然形式简单，但误差较大；确定性模型和准稳态模型的精度得到了提高，但需要提供较多的机组参数和运行参数，需要求解一系列物理方程，使用起来并不方便。基于参数估计的稳态模型所需的数据较少，但求解比较复杂。本章将建立一个便于应用的稳态模型。

3.3.2 压缩机和换热器模型

水-空气热泵机组多采用旋转式或涡旋式压缩机，为了减少压缩机模型所需要的输入参数个数，将压缩机在不同工况下的功率表示为蒸发温度和冷凝温度的双二次拟合式^[67]。

$$N = C_1 + C_2 t_e + C_3 t_c + C_4 t_e^2 + C_5 t_c^2 - C_6 t_e t_c \quad (3.37)$$

式中的 $C_1 \cdots C_6$ 为待定的系数。不同蒸发温度和冷凝温度下压缩机的功率一般可以从压缩机的样本中获得。

在闭式系统的动态模型中，热泵机组模型用来反映空调负荷变化对盘管进液温度影响，而不是用来研究热泵机组本身的特性。闭式系统动态模型的时间步长取得较长（1 小时），需要预测的参数较少，可以采用稳态的水-空气热泵机组模型，并作适当的简化如下：

(1) 水-空气热泵机组的节流机构一般为毛细管。而毛细管调节供液量的能力很差，负荷变化时通过蒸发器和冷凝器的制冷剂流量变化较小，制冷剂侧换热系数的变化较小，在这里忽略制冷剂侧换热系数的变化。

(2) 机组的出风量不变；另外，闭式环路中的循环介质流量也是不变的。则空气侧换热系数 α_a 和循环介质侧换热系数均不变。

设蒸发器和冷凝器均为逆流式换热器，水-空气热泵机组制热时的蒸发器和冷凝器以及制冷时的冷凝器进行的都是显热交换，此时换热器的效能 ε 可表示为：

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3.38)$$

$$NTU = \frac{UA}{mc_p} \quad (3.39)$$

式中， NTU —— 传热单元数

UA —— 换热器的总传热系数

m —— 通过换热器的风量或循环介质流量

c_p —— 水或空气的比热

水-空气热泵机组制冷运行时室内侧为蒸发器。对于蒸发器盘管，制冷剂侧换热系数比空气侧换热系数大得多。根据 ASHRAE handbook 给出的数据^[71]，一般的蒸发器盘管的空气侧换热系数为 $47.1 \sim 81.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ，金属管道的导热系数为 $405 \sim 454 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ，R22 制冷剂侧的换热系数为 $1704 \sim 5679 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 。

制冷剂与管壁的温差比空气与管壁的温差小得多,可近似认为制冷剂与管壁是同温的。如果将蒸发温度视为制冷剂侧的平均温度,则蒸发器外表面温度可认为是均匀的,且近似等于蒸发温度。

大多数情况下,室内空气通过蒸发器时温度会降至露点温度以下,发生潜热交换,蒸发器表面会有水分析出。由于蒸发器外表面温度均匀,整个盘管表面都是湿工况,不会出现部分湿工况、部分干工况的情形。除湿盘管全热交换的推动力主要为外围空气与盘管表面饱和空气层(其温度等于蒸发温度)之间的焓差,微元面积 dA 的全热交换量可表示为^[72]:

$$dQ = \frac{\alpha_o}{c_{pa}}(i_a - i_{se})dA \quad (3.40)$$

式中的 i_a 和 i_{se} 分别为外围空气和除湿盘管表面饱和空气层的焓。

由于同时进行显热和潜热的交换,空气与管内制冷剂之间进行的是焓传递(enthalpy transfer),不考虑盘管表面的污垢热阻,除湿盘管的效能 ε_{wet} 和焓传递单元数 NTU_{wet} 分别为^[70,73]:

$$\varepsilon_{wet} = \frac{i_{ai} - i_{ao}}{i_{ai} - i_{se}} = 1 - \exp(-NTU_{wet}) \quad (3.41)$$

$$NTU_{wet} = \frac{UA_{wet}}{\dot{m}_a c_{pa}} \quad (3.42)$$

$$UA_{wet} = F \left(\frac{\beta}{\alpha_i} + \frac{\delta\beta}{\lambda} + \frac{c_{pa}}{\alpha_o \eta b} \right)^{-1} \quad (3.43)$$

$$b = \left(\frac{di_s}{dt} \right)_{t=i_a} \quad (3.44)$$

式中, UA_{wet} ——总的焓传递系数, $W/^\circ C$

i_{ai} 、 i_{ao} ——进风和出风的焓值, J/kg

F ——盘管的换热面积(肋壁面积), m^2

η 、 β ——肋片效率和肋化系数

α_i 、 α_o ——制冷剂侧和空气侧的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

δ 、 λ ——管壁的厚度和导热系数; m , $W/(m \cdot ^\circ C)$

\dot{m}_a ——空气的质量流量, kg/s

c_{pa} ——空气的比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$

在一定的温度范围内,饱和空气焓与温度基本上呈线性关系。在蒸发温度的正常变化范围内可以表示为:

$$i_s = 2133.9t_e + 7811.8 \quad (3.45)$$

因此, b 可以取为 $2133.9 J/(kg \cdot ^\circ C)$ 。蒸发器的全热交换量可表示为:

$$Q_{tot} = \varepsilon_{wet} \dot{m}_a (i_{ai} - i_{se}) \quad (3.46)$$

根据前面所作的简化和效能 ε 、 ε_{wet} 的定义,可以近似认为效能 ε 和 ε_{wet} 不变。

3.3.3 水-空气热泵机组模型的运算流程

先介绍制冷工况时模型的运算流程,已知的参数:房间冷负荷 CL ,干球温度 t_a ,相对湿度 ϕ ,送风量 \dot{m}_a ,进风焓值 i_{ai} ,换热器的总传热系数 UA ,制冷工况时蒸发器的特性参数,压缩机模型中的系数值 $C_1 \cdots C_6$,盘管的出口温度(即机组进液温度) t_{out} 和通过机组的循环介质流量 \dot{m}_l 。其运算流程如下:

1. 判断蒸发器盘管的工况是湿工况还是干工况

根据式(3.12),可以将进风露点温度 t_l 与干球温度、相对湿度的关系表示为:

$$\exp\left(23.196 - \frac{3816.44}{t_l + 227.02}\right) = \phi \exp\left(23.196 - \frac{3816.44}{t_a + 227.02}\right) \quad (3.47)$$

于是,进风的露点温度可以用下式求出:

$$t_l = \frac{3816.44}{\frac{3816.44}{t_a + 227.02} - \ln \phi} - 227.02 \quad (3.48)$$

将进风露点温度代入下式:

$$Q_e = \varepsilon_{pa} \dot{m}_a (t_a - t_l) \quad (3.49)$$

如果 $Q_e \geq CL$,表明出风温度不低于露点温度,盘管为干工况;如果 $Q_e < CL$,表明出风温度低于露点温度,盘管为湿工况。

2. 求蒸发温度

在夏季,当房间负荷减小时,进风温度降低,盘管制冷量降低,经过一段时间重新达到稳态以后,进风状态会维持在室内设定值,送风状态则随负荷的降低而变化,房间负荷与制冷量重新达到平衡。对于干工况可用下式求出蒸发温度:

$$t_e = t_a - \frac{CL}{\varepsilon_e \dot{m}_a} \quad (3.50)$$

对于湿工况,先用式(3.41)~式(3.44)求出 ε_{wet} ,然后用下式求出位于盘管表面的温度等于蒸发温度的饱和空气焓值:

$$i_{se} = i_{ai} - \frac{CL}{\varepsilon_{wet} \dot{m}_a} \quad (3.51)$$

用以下的拟合公式求出该饱和空气焓值所对应的蒸发温度^[74]:

$$t_e = 59.102e^{-0.002t} - 0.18e^{0.124t} - 64.72e^{0.012t} + 0.047e^{0.164t} \quad (3.52)$$

3. 求冷凝温度和冷凝热

与蒸发温度的计算类似,设定一个冷凝温度值作为迭代的初始值(多数情况

下取上一时段的冷凝温度为迭代初始值), 与蒸发温度一起代入式(3.37)求出压缩机功率 N , 冷凝热 $Q_c = N + CL$, 然后用下式计算出对应的冷凝温度:

$$t_c = t_{out} + \frac{Q_c}{\varepsilon_c c_{pl} \dot{m}_l} \quad (3.53)$$

式中的 c_{pl} 为循环介质的比热。接着进行下一次迭代, 直到冷凝温度值收敛, 求出冷凝热的大小。

4. 求机组冷凝器的出液温度

根据上一步骤求出的冷凝热 Q_c 求出冷凝器出液温度, 即盘管的进口温度 t_{in} ,

$$t_{in} = t_{out} + \frac{Q_c}{c_{pl} \dot{m}_l} \quad (3.54)$$

制热工况时模型的运算流程要简单一些。与制冷时的稳态分析类似, 可知制热时房间负荷与制热量能达到平衡。房间热负荷为 HL , 用下式求出冷凝温度:

$$t_c = t_a + \frac{HL}{\varepsilon_c c_{pa} \dot{m}_a} \quad (3.55)$$

然后设定一个蒸发温度迭代初始值, 结合冷凝温度求出压缩机功率 N , 取热量 $Q_e = HL - N$, 用下式计算出对应的蒸发温度:

$$t_e = t_{out} - \frac{Q_e}{\varepsilon_e c_{pl} \dot{m}_l} \quad (3.56)$$

反复进行迭代, 直到蒸发温度值收敛, 求出取热量的大小。

最后根据取热量的大小用下式求出蒸发器出液温度:

$$t_{in} = t_{out} - \frac{Q_e}{c_{pl} \dot{m}_l} \quad (3.57)$$

蒸发温度与冷凝温度的收敛准则为: 前后两次迭代值相差不超过 $10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}$ 。式(3.54)和式(3.57)针对一台机组而言, 如果有 k 台机组与盘管连接, 则计算出各自的冷凝器出液温度后, 按下式计算混合后的水温, 作为盘管的进口温度 t_{in} 。

$$t_m = \frac{1}{\dot{m}_{tot}} \sum_{i=1}^k \dot{m}_i t_i \quad (3.58)$$

式中的 t_i 和 \dot{m}_i 分别为第 i 台机组的出液温度和循环介质流量, \dot{m}_{tot} 为循环介质的总流量。

3.4 系统模型的求解

3.4.1 底层水温和机组进液温度的求解

在一个时间步长内, 盘管与底层湖水的换热达到稳定后, 有如下的关系式:

$$Q_n - nKA_p \left(\frac{t_{out} + t_{in}}{2} - t_b \right) = c_{pl} \dot{m}_{tot} (t_{in} - t_{out}) \quad (3.59)$$

从上式可知, 热泵机组进液温度 t_{out} (即盘管的出口温度) 及底层水温 t_b 均与热泵机组的出液温度 t_{in} (即盘管的进口温度) 和换热量 Q_n 有关, 而计算 t_{in} 和 Q_n 的值又必须知道 t_{out} 及 t_b 的值, 在这种情况下需要采用迭代算法求解第 j 个时段末的 t_{out} 及 t_b 的值。根据式 (3.26) ~ 式 (3.28) 以及式 (3.59), 可以推导出如下的迭代公式:

$$t_{out}^{(k+1)} = \frac{t_{out}^{(k)} + t_{in}^{(k)}}{2} - nKA_p \frac{\frac{t_{out}^{(k)} + t_{in}^{(k)}}{2} - t_b^{(k)}}{2\dot{m}_{tot}c_{pl}} \quad (3.60)$$

$$t_b^{i(k+1)} = t_b^{i(k)} + \frac{nKA_p \left(\frac{t_{out}^{(k)} + t_{in}^{(k)}}{2} - t_b^{(k)} \right) \Delta\tau}{\rho c A_b \Delta z} + \Delta t_{b1} + \Delta t_{b2} \quad (3.61)$$

以上迭代公式中, t_{out} 的迭代初始值取上一时段末的机组进水温度 t_{out}^{j-1} , t_b 的迭代初始值取上一时段末的底层水温 t_b^{j-1} 。迭代公式中的 $t_{in}^{(k)}$ 需要根据 $t_{out}^{(k)}$ 的值, 并调用水-空气热泵机组模型计算出。 t_{out} 和 t_b 的收敛准则为:

$$\left| t_{out}^{(k+1)} - t_{out}^{(k)} \right| \leq 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.62)$$

$$\left| t_b^{(k+1)} - t_b^{(k)} \right| \leq 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.63)$$

3.4.2 计算流程

根据第 j 时段的气象参数计算出该时段的太阳辐射得热以及水面换热量。选取适当的时间步长和水层厚度, 按照前面的显式差分方法计算出各层的各项温度变化量, 进而计算出各层的水温值。如果计算出的水温分布使上层水的密度大于下层时, 就会发生对流混合, 形成上层密度不大于下层密度的稳定结构。因此, 应该自上而下检查水温分布, 若表层水温低于下一层 (第 $n-1$ 层) 的水温, 就使这两层混合。如果混合后的温度比第 $n-2$ 层的水温还低, 就再一次混合, 直到混合层的密度不比它下面那一层的密度大为止。对流混合后得到的稳定的水温分布便是该时段末的水温分布。以此为根据, 再进行下一时段的计算。图 3.5 为模型的求解计算流程。

按照前述的算法编制了闭式地表水源热泵系统动态模拟程序 CLOOP, 利用该程序能对系统在制冷制热期的运行情况进行逐时模拟。模拟所需的逐时负荷和逐时气象参数需要事先计算出, 并且以 txt 文件的形式贮存, 程序运行时会自动调用这些数据。

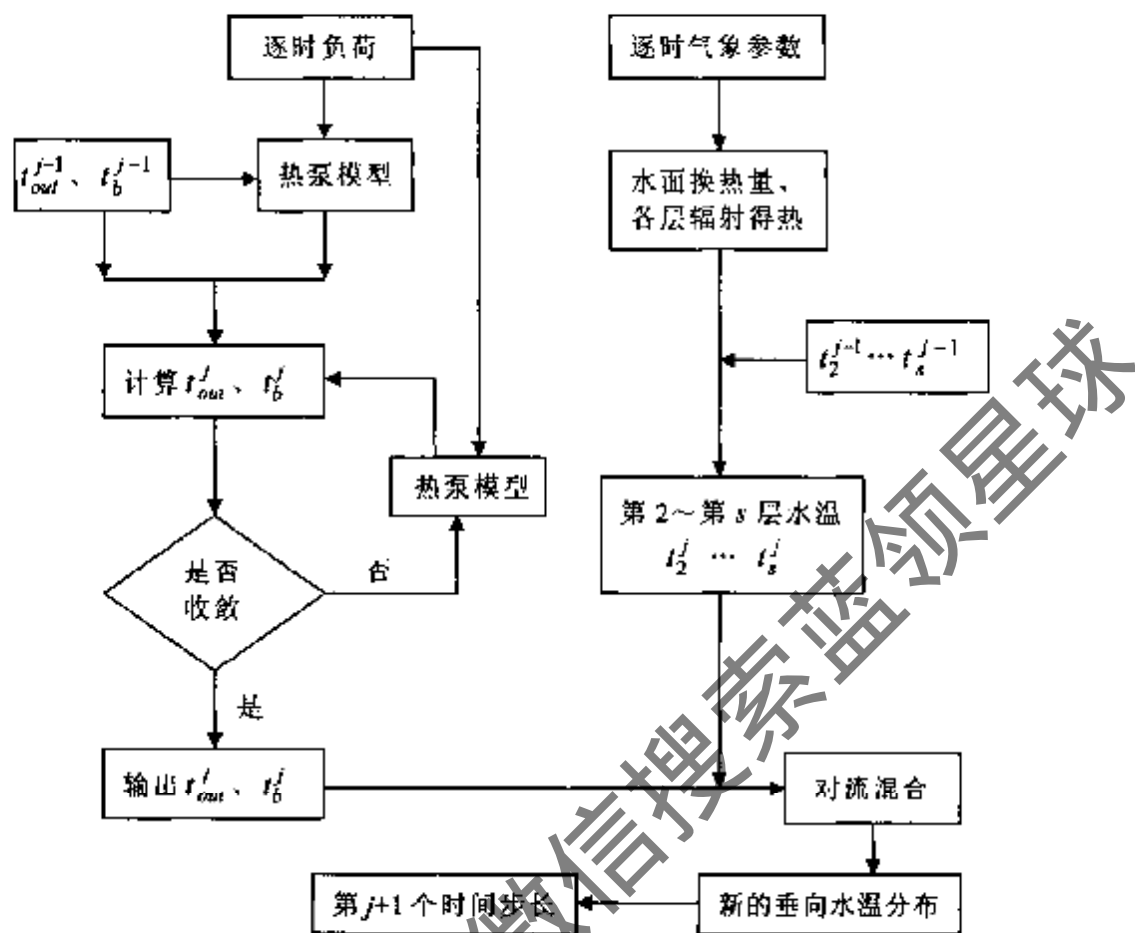


图 3.5 模型的计算流程

3.5 模型的应用及模拟结果分析

3.5.1 系统的方案

要分析的对象为位于湖南省长沙市东郊的一幢两层别墅，有客厅和其他四个房间需要空调，总的空调面积为 227 m^2 。别墅旁边有一口面积为 380 m^2 的池塘，平均水深 4 m 。业主有意将池塘应用于地表水源热泵，要求进行可行性分析。

由于系统的规模小，建议采用闭式系统。根据最初提出的配管方案，由四个子盘管并联，每个子盘管长 50 m ，共 200 m 。管内介质流量为 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ ，以保证管内流动为旺盛紊流。采用 $5/4''$ (DN32) 的高密度聚乙烯管，其导热系数为 $0.42 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 。每个房间设置一台整体式水-空气热泵机组，机组的参数由厂家提供。

根据长沙的气候特点，制冷运行从 5 月 15 日至 9 月 30 日，共 139 天；制热运行从 11 月 20 日至次年的 2 月 28 日，共 101 天。室内的设定值为：夏季室温 26°C ，相对湿度 60%；冬季室温 20°C ，相对湿度 50%。采用清华大学开发的 DeST 软件计算出全年逐时负荷，图 3.6 和图 3.7 分别表示供冷和供热期的逐时负荷。

模拟所需的逐时气象参数采用 DeST 中的气象数据模块 Medpha 所生成的典型气象年参数。

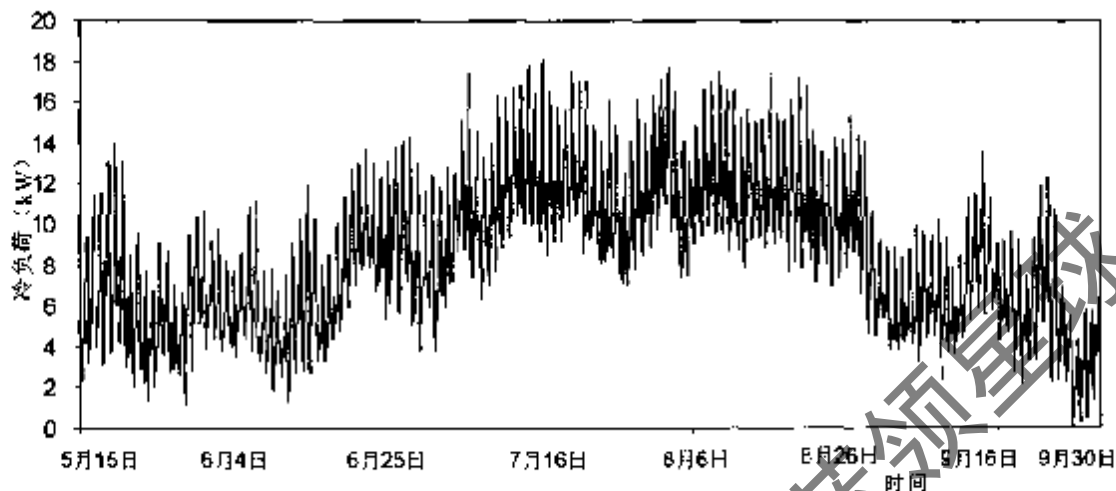


图 3.6 制冷期的逐时冷负荷

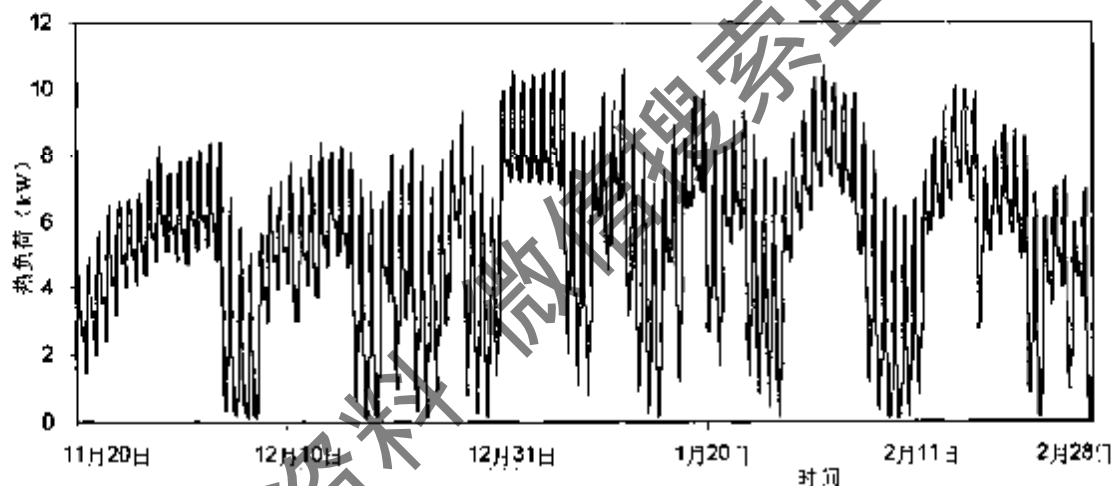


图 3.7 制热期的逐时热负荷

由于水不太深，每年的制冷和制热运行刚好在春末夏初和秋末冬初开始，水体基本上是等温的。经现场实测，制冷和制热运行的起始水温分别为 15.4°C 和 15.6°C 。沿深度方向将水体划分为 8 层，每层厚 0.5m ，不同深处的截面积基本不变。由于水体较浅，忽略垂向扩散系数沿水深的变化，根据文献[59]的计算经验，将平均垂向扩散系数取为 $6.95 \times 10^{-7} \text{m}^2/\text{s}$ 。

3.5.2 进液温度与底层水温的变化

在负荷和池塘的地点、面积、深度确定的情况下，如果盘管的换热面积偏小，会导致机组进液温度偏高(夏季)和偏低(冬季)，降低系统的性能系数。一般需要事先确定机组可以接受的最高和最低进液温度，然后通过模拟分析的手段确定合理的盘管尺寸，从而确保机组的进液温度在可以接受的范围之内。

首先对制冷工况进行了模拟。图 3.8 所示为制冷运行期的逐时进液温度和底层水温。图 3.8 表明：受建筑负荷波动的影响，进液温度的波动较大；底层水温

则由于水体热惰性的缘故波动较小。夏季散热负荷越大,进液温度与底层水温之间的温差越大。最高进液温度为 40.38°C , 而最高的底层水温为 32.11°C , 两者并不是同时出现,进液温度有些偏高,200m 的管长偏短,有必要增加盘管的管长。

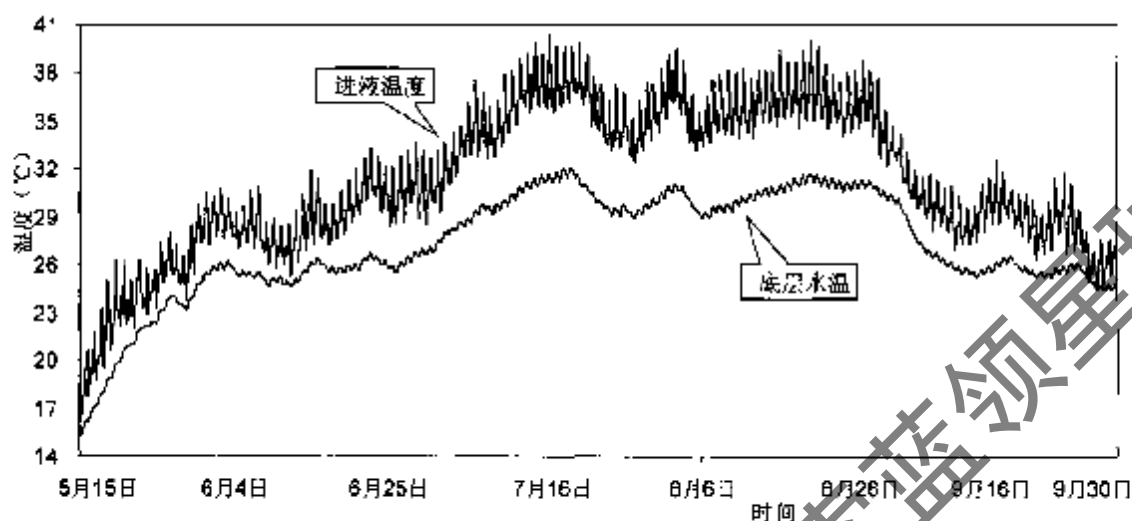


图 3.8 制冷期进液温度和底层水温的变化

为了保证管内的流动为旺盛紊流,不增加子盘管的数量,而是将每个子盘管的长度增加到 80m,使盘管总长度增加到 320m。图 3.9 为 320m 管长与 200m 管长时进液温度的对比情况。可以看出:320m 管长时的进液温度有明显的降低,最高进液温度降低到 36.42°C 。当然,湖水温度的分布和变化情况并不会受到影响。

对冬季运行工况进行了模拟。冬季运行时机组的出液温度是整个闭式环路流体的最低温度,出液温度的高低决定着是否需要采用防冻液作为循环介质。图 3.10 为制热期机组出液温度和底层水温的变化。从图 3.10 可知,制热期最低的机组出液温度为 2.5°C 。这说明在典型气象年参数的作用下,即使采用水作为循环介质,200m 管长时盘管内也不会出现结冻现象。由于在运行过程中防冻液有可能因泄漏或溢出而进入地表水、土壤,造成环境污染而且可能对人体健康产生危害,采用水作为循环介质可以避免防冻液可能带来的环境污染。

同样对 320m 管长时的情形进行了计算。如图 3.11 所示,采用 320m 管长时制热期的进液温度有一定的升高,最低的进液温度为 4.8°C ,而 200m 管长时的最低进液温度为 3.68°C 。另外,增加管长还能降低极端天气下盘管内出现结冻现象的概率。

虽然增加换热器的长度会改善机组的制冷制热性能,但同时也会增加循环水泵的能耗,影响整个系统的性能。综合以上分析,为了保证系统具有较好的制冷制热性能,该系统应该采用 320m 的管长。此外,鉴于盘管外表面的污垢热阻尚未测算出,计算时未考虑盘管外表面的污垢热阻。系统运行一段时间后,盘管外表面会出现结垢现象,使传热系数降低。因此,在确定盘管大小时还应该留有一

定的裕量。

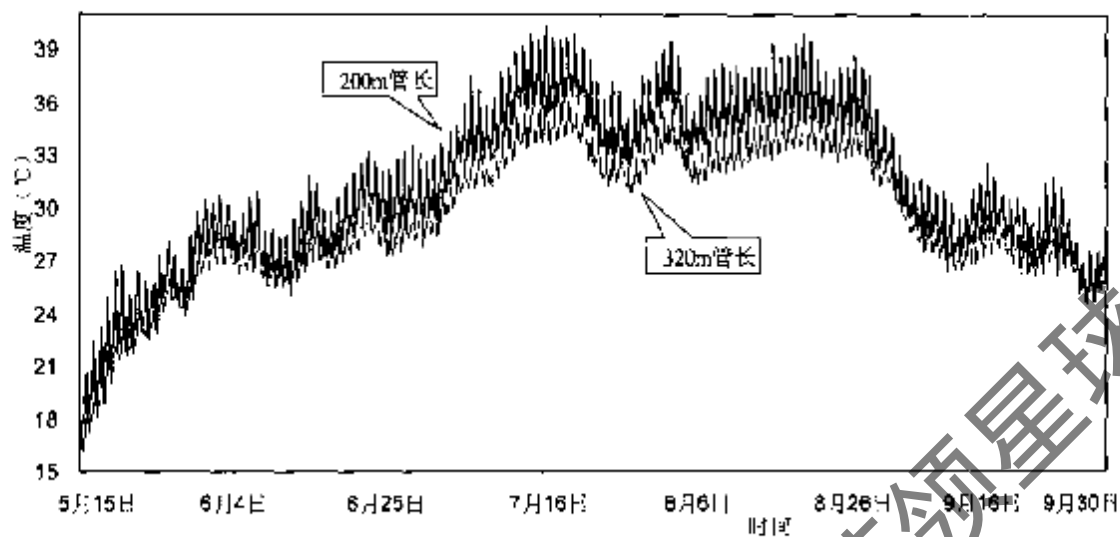


图 3.9 制冷期 200m 与 320m 管长时进液温度的对比

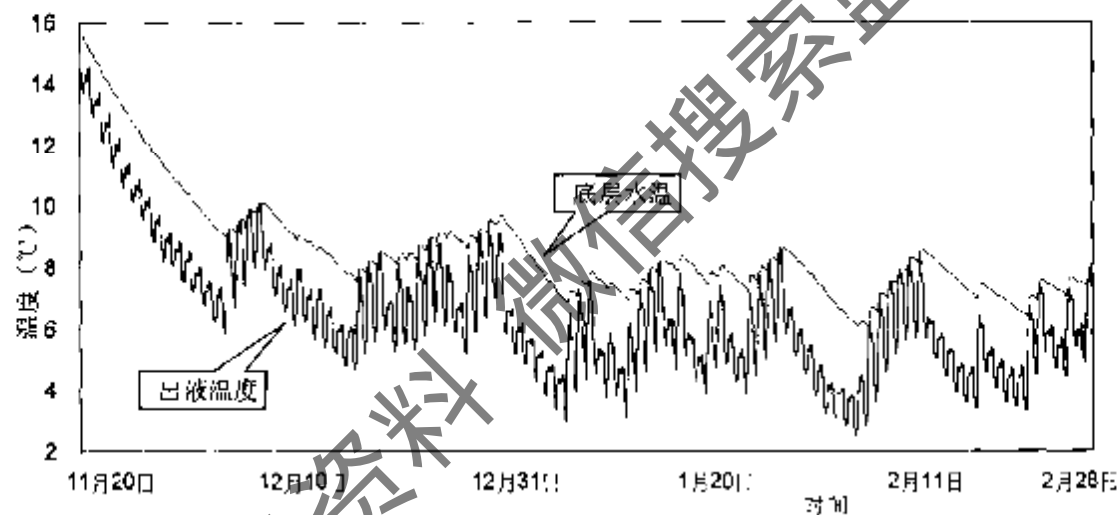


图 3.10 制热期出液温度和底层水温的变化

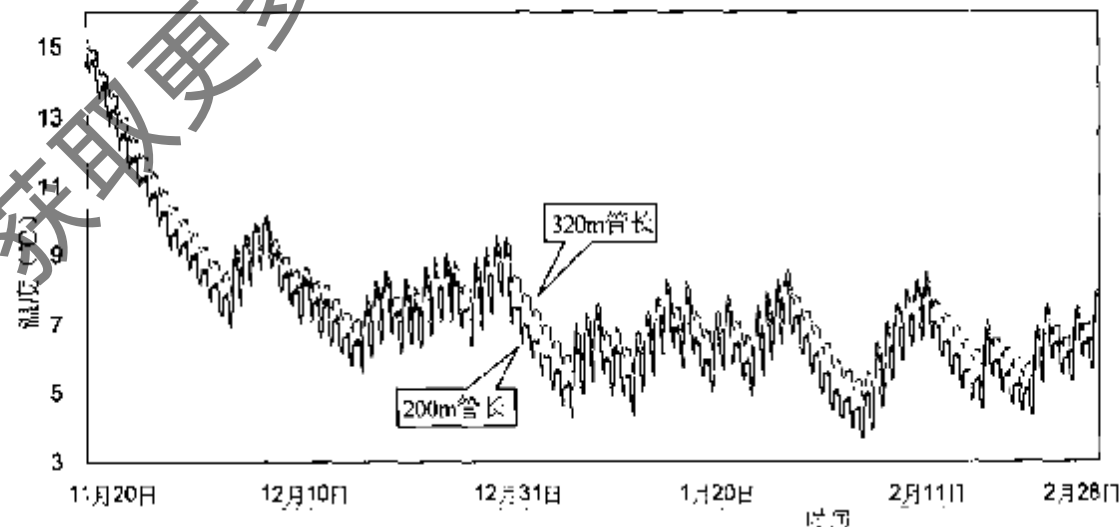


图 3.11 制热期 200m 与 320m 管长时进液温度的对比

3.5.3 水深对系统性能的影响

在池塘面积不变的前提下,计算了 6m 水深时的进液温度和底层水温,盘管管长仍为 200m。如图 3.12 所示,水深增加到 6m 后,制冷期的进液温度有所改善,但改善程度不如增加管长时那么明显,图中的两条趋势线体现出了两者的差别。最高进液温度为 38.89℃,比 4m 水深时降低了 1.49℃。图 3.13 显示出了制冷期 6m 水深时底层水温的变化情况。水深增加后,到达底层的太阳辐射量减少,底层水温也有所降低。最高的底层水温为 30.68℃,比 4m 水深时降低 1.43℃。尤其在散热负荷和太阳辐射相对较小的供冷初期,进液温度和底层水温降低的程度越明显。可见,深水湖对于以供冷为主的系统是有利的。

水深对制热性能的影响则完全相反。如图 3.14 和图 3.15 所示,在取热负荷较小和太阳辐射量相对较大的供热初期,6m 水深时的进液温度和底层水温尚且比 4m 水深时高。在 12 月中旬以后,进液温度和底层水温反而比 4m 水深时低;随着时间的推移,这种差距还有加大的趋势。最低的进液温度和底层水温分别为 2.2℃和 4.3℃,比 4m 水深时分别降低 1.48℃和 1.74℃。夏热冬冷地区冬季湖水温度一般在 4℃以上,底部取热使得底层水温降低的速度大于上部水温降低的速度,无法与上部密度较小的水形成对流混合。越深的地方得到的太阳辐射量越小,水温便降低得越快。可见,在冬季太阳辐射较多、气候较温和的南方地区,湖水越深对改善冬季制热性能反而不利。文献[53]认为:对于美国南方较深的湖,底部较低的水温一般能满足夏季供冷的要求,关键是要校核是否能满足冬季取热负荷的要求。我国的夏热冬冷地区与美国南方地区纬度相当,应用闭式系统时也要重点分析冬季取热负荷是否能够得到满足。

3.5.4 水体面积对系统性能的影响

对水体面积增大时的进液温度和底层水温进行了计算(水深不变),盘管管长仍为 200m。由于水深增加到 6m 时容积增加了 760m³,为了与增加 2m 水深所带来的影响相比较,这里将面积增加到 570m²,使池塘的容积同样增加 760m³。计算结果显示,水体面积增大对制冷期进液温度和底层水温的影响比较小,最高的进液温度和底层水温分别为 39.9℃和 31.64℃,仅比 380m²时分别降低 0.48℃和 0.47℃。与增加 2m 水深时所带来的影响相比较,增加水体面积对系统制冷性能的影响比较小。其原因在于:虽然水面散热量增加,但水体容积的增加使得水温降低很少,进液温度也只有较少的降低。

图 3.16 和图 3.17 分别为制热期不同面积时进液温度和底层水温的对比。面积增加后,进液温度和底层水温都有较明显的提高。最低进液温度和底层水温分别为 4.65℃和 7.06℃,比 380m²时分别提高 0.97℃和 1.02℃。面积越大,底部

取热引起的底层水温降低速度越小，进液温度与底层水温因此得到一定的提高。

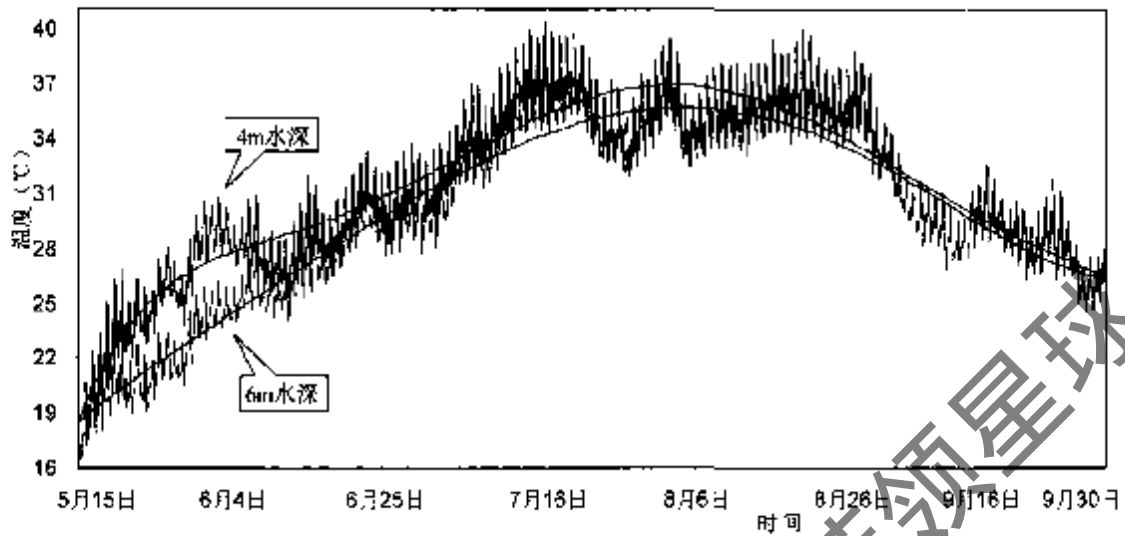


图 3.12 制冷期 4m 与 6m 水深时进液温度的对比

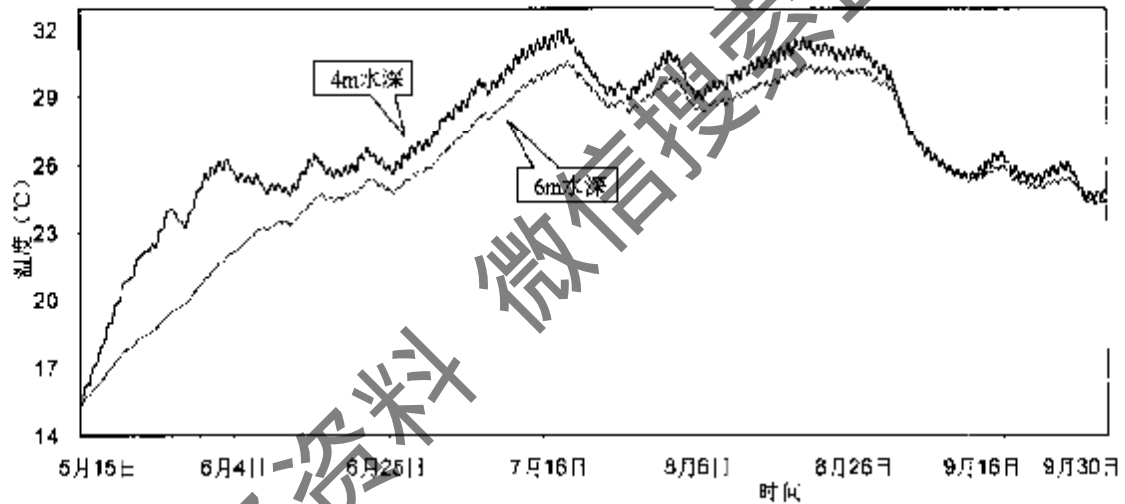


图 3.13 制冷期 4m 与 6m 水深时底层水温的对比

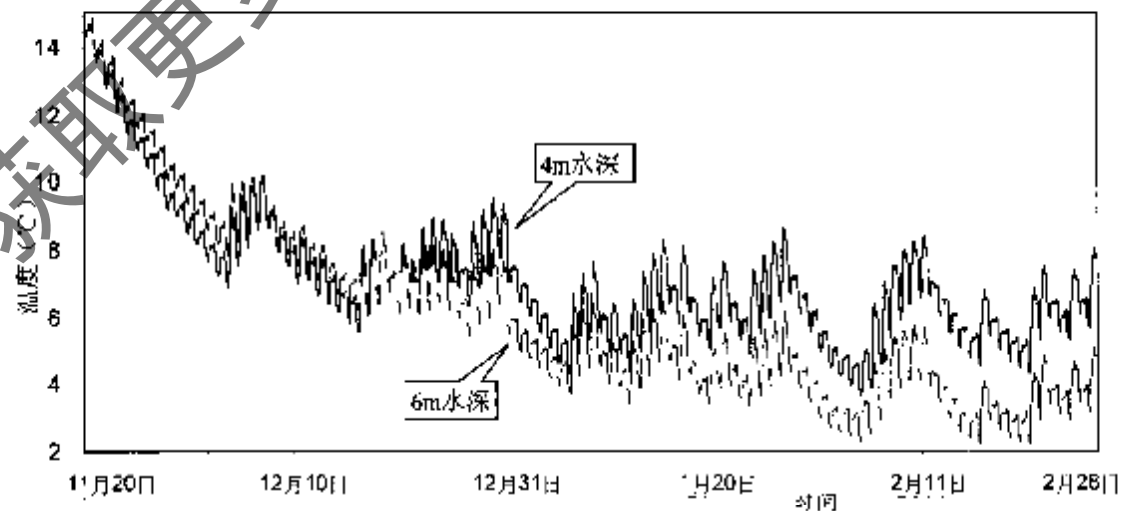


图 3.14 制热期 4m 与 6m 水深时进液温度的对比

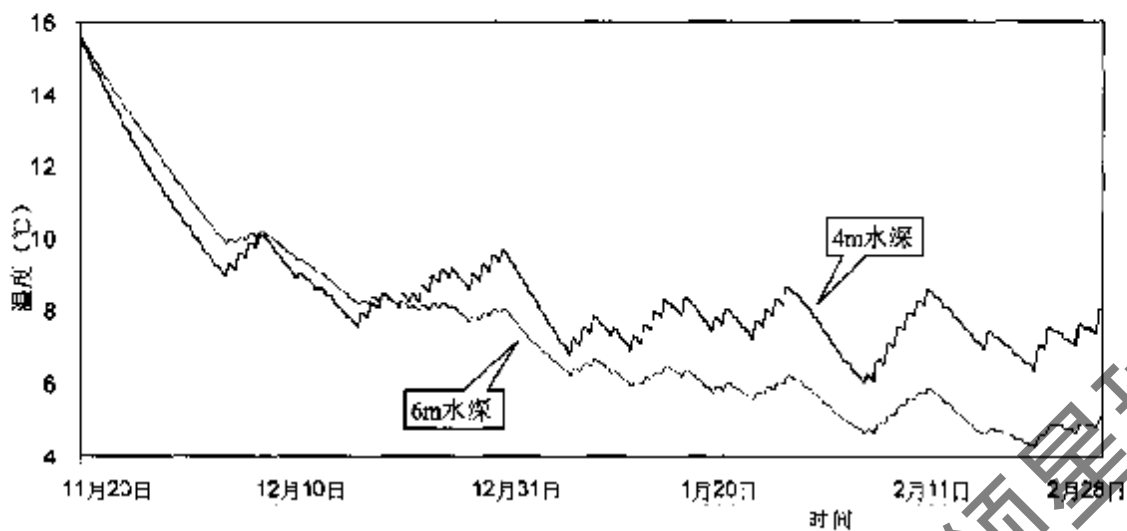


图 3.15 制热期 4m 与 6m 水深时底层水温的对比

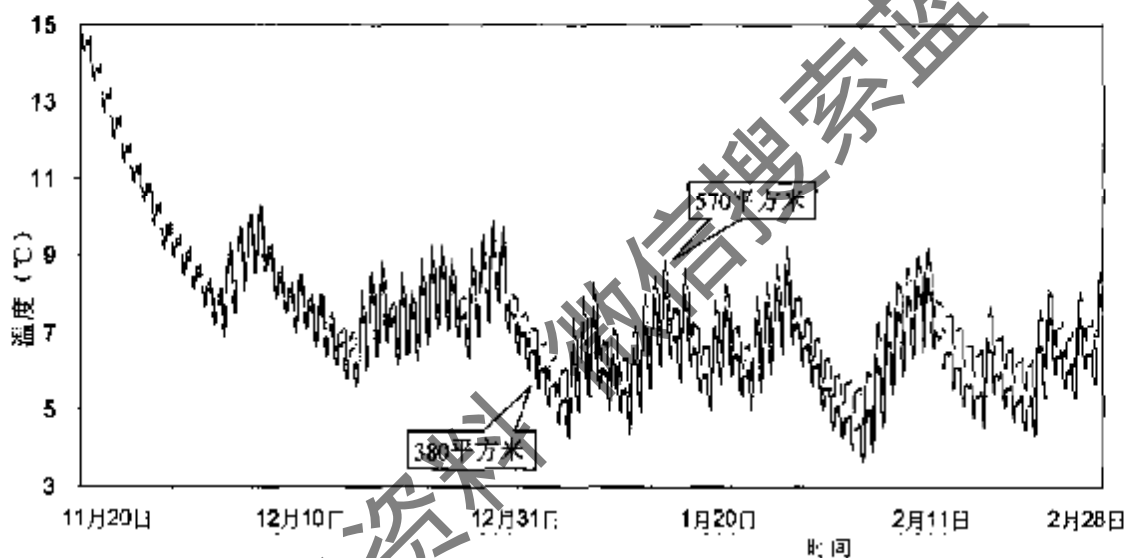


图 3.16 制热期 380m² 与 570m² 面积时进液温度的对比

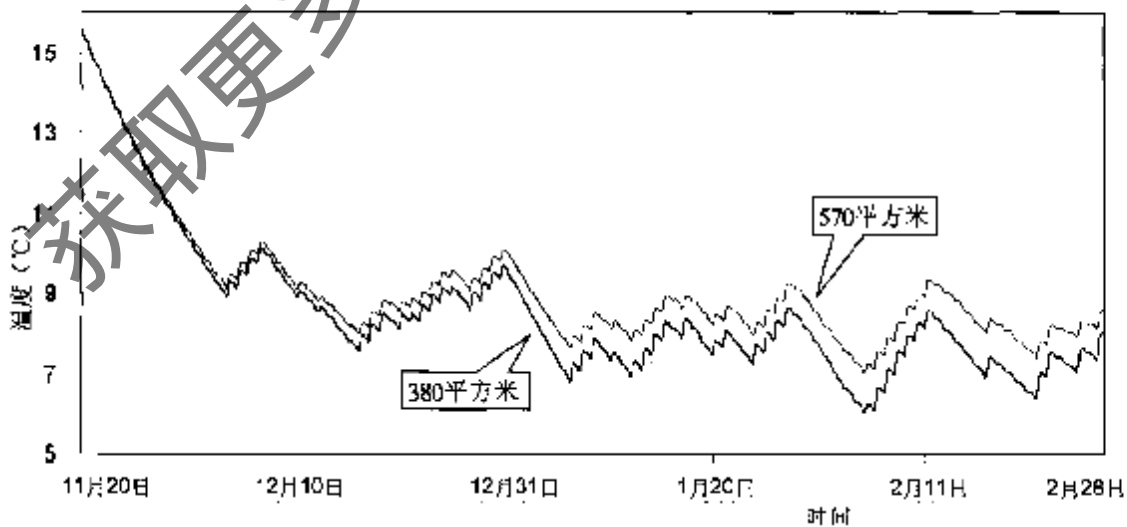


图 3.17 制热期 380m² 与 570m² 面积时底层水温的对比

3.5.5 负荷对夏、冬季水体温度的影响

为了研究散热和取热对水体温度的影响,将没有负荷时的底层水温与有负荷时的底层水温进行了对比。图 3.18 和图 3.19 表示的分别为制冷期和制热期两者的对比情况。夏季没有散热负荷时底层水温最高值为 30.6°C ,比有散热负荷时的最高水温低 1.51°C 。两者之间差距最大的时候温差不超过 2°C ,对流混合作用能够将部分的底部散热量转移到表层,并通过水而散出。冬季没有取热负荷时底层水温最低值为 7.84°C ,比有取热负荷时的最低水温高 1.8°C 。

从图 3.18 和图 3.19 可以看出,在大部分时候,有负荷时和无负荷时的底层水温曲线峰谷出现的时间接近,两条曲线的变化趋势大致接近。这是因为太阳辐射对该建筑空调负荷的影响比较大,太阳辐射越强,建筑冷(热)负荷越大(小),散(取)热量越大(小),使得底层水温越高;反之,太阳辐射越弱,底层水温越低。如果没有散(取)热量,底层水温受太阳辐射影响的变化规律也是如此。

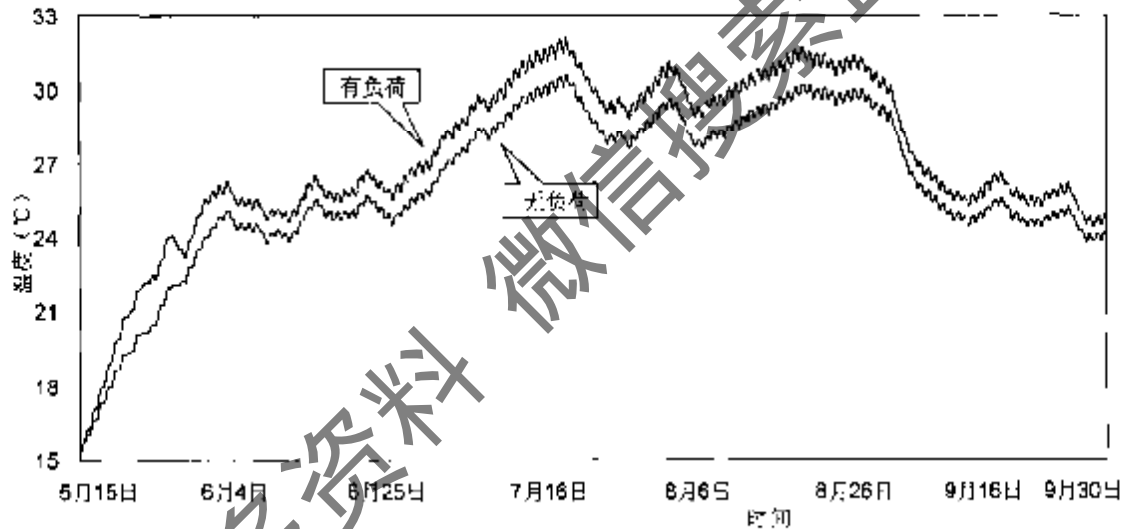


图 3.18 制冷期散热负荷对底层水温的影响

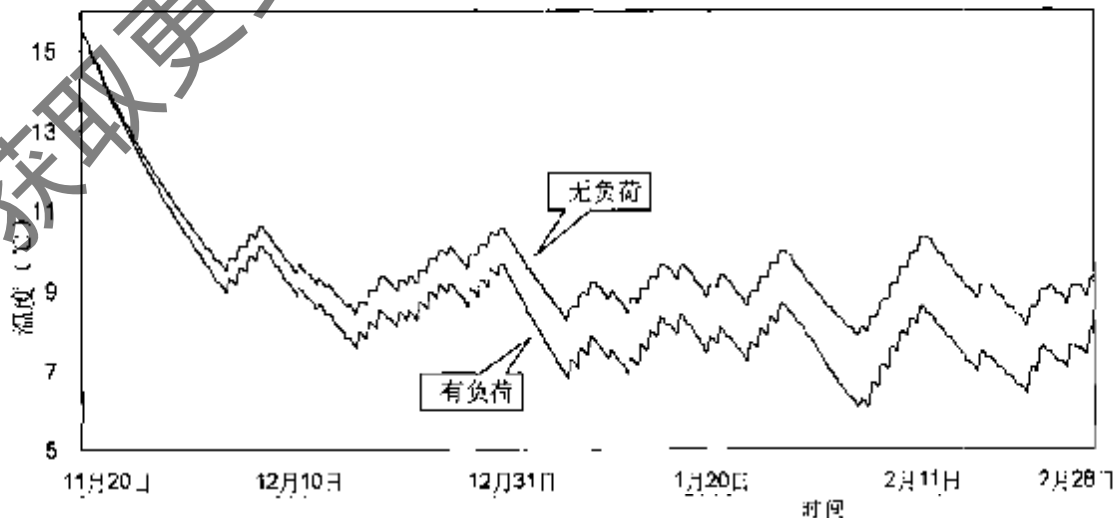


图 3.19 制热期取热负荷对底层水温的影响

从水体温度受影响的程度来看,该池塘深度和面积有点偏小;从负荷来看,增加盘管长度后,该池塘的深度和面积基本上能够满足冬夏季负荷的要求。文献[53]针对美国南方地区湖泊的热特性给出了闭式系统所需水体面积的经验推荐值,认为4.6m~6m的浅水湖泊的取热负荷不应超过 $13\text{W}/\text{m}^2$ 。文献[23]则认为:如果取热负荷超过 $9\text{W}/\text{m}^2$,要进行计算分析,以保证水环境不会受到大的影响,并且具有较高的机组效率。这里的最大取热负荷为 $17.7\text{W}/\text{m}^2$,略大于推荐值。如果对池塘水温控制的要求不高的话,水深和面积基本上能够满足要求。

3.5.6 系统的性能

要正确评价闭式地表水源热泵系统的性能,需考虑循环水泵的能耗。在这里,将系统的COP定义为制冷量(制热量)与热泵机组、水泵能耗总和的比值,未包括热泵机组中风机的能耗。

水底换热盘管的阻力用Hazen-Williams公式计算^[74]。

$$\Delta H = 6.8193 L_p \left(\frac{u}{C} \right)^{1.852} D_i^{-4.752} \quad (3.64)$$

式中的 ΔH 为盘管的阻力(m); u 为管内流速(m/s); C 为管内壁粗糙系数,塑料管的粗糙系数一般取150^[71]; L_p 和 D_i 分别为盘管的长度和内径(m),盘管长度采用总长320m的方案。闭式环路的阻力等于盘管、管路的阻力与机组换热器阻力之和,根据闭式环路的阻力 H 和水量 G 用下式计算出循环水泵的功率^[75]:

$$N_p = \frac{HG}{367\eta_p\eta_m} \quad (3.65)$$

式中的 N_p 、 H 、 G 的单位分别为kW、m、 m^3/h , η_p 、 η_m 为水泵和电机的效率,本例中 η_p 和 η_m 分别为0.46和0.75。

考虑到系统的逐时COP在整个制冷制热期内是变化的,参照文献[75]在评估土壤源热泵系统性能时的做法,在制冷和制热期各选取一段运行时间来评估该闭式系统的性能。制冷期选取7月15日至8月15日计算系统的COP,制热期选取1月份计算系统的COP,分别求出这两段时间内逐时COP的平均值。经计算,7月15日至8月15日的平均进液温度为 33.2°C ,平均COP为3.41;1月份的平均进液温度为 7.1°C ,平均COP为3.17,与多数的土壤源热泵系统的COP接近。当然,模拟计算的结果还有待实测结果的对比、验证。

3.6 小结

本章完整、系统地建立了闭式地表水源热泵系统的动态模型,并编制了相应的程序。对位于长沙市的一处拟建的闭式系统在制冷制热期的动态特性进行了模

拟。研究结果表明：

(1) 在水体面积和深度一定的情况下，适当加大盘管的尺寸，能有效改善机组的进液温度，有利于提高系统的性能。

(2) 北方寒冷地区冬季湖水大都结冰，水温低，而且来自建筑物的取热负荷较大，冬季供热期长，使得底层水温下降较快，闭式系统冬季运行时进液温度偏低，冬季运行效率低；而且必须采用防冻液作为循环介质，在运行过程中防冻液有可能因泄漏或溢出而进入地表水、土壤，造成环境污染而且可能对人体健康产生危害。夏热冬暖地区夏季地表水温高，供冷时间长，机组进液温度偏高，夏季运行效率低。在寒冷地区或夏热冬暖地区应用闭式系统时，由于盘管换热面积不能过大，在水体容积有限的情况下往往需要配置辅助热源或辅助散热设施。

夏热冬冷地区的地表水温适中，供冷供热负荷以及需要供冷供热的时间都适中；多数情况下可以不采用防冻液作为循环介质，可避免防冻液可能带来的环境污染以及对人体健康的危害。与土壤源热泵相比，闭式地表水源热泵的初投资较低，施工方便。从本章的研究可以看出：在夏热冬冷地区有地表水源可资利用的场合下，这种系统的性能系数与土壤源热泵系统接近，有着比风冷热泵更好的效率和运行稳定性。综合而言，如果需要供冷供热两用的话，这种系统适合于在夏热冬冷地区应用。

(3) 增加水体深度能明显地提高机组的制冷性能，但对系统的制热性能不利。在大多数时间内，水深增加后的机组制热性能反而更低。深水湖更加适合于以供冷为主的建筑，或者只用于夏季供冷。

(4) 加大水体面积对提高机组制冷性能的作用有限，但对提高机组制热性能的作用较为明显。

第 4 章 带喷泉的混合地表水源热泵系统的运行特性

4.1 研究的背景与内容

4.1.1 混合地表水源热泵系统的构成

许多建筑附近存在一些天然或人为形成的池塘、小溪，可以用来散出空调冷凝热或作为热泵的低位热源。文献[76-77]介绍了利用池塘散出空调冷凝热的例子。如果水量不足或不稳定，有可能在冬夏季高峰负荷时期地表水水量不能满足要求，有必要采取辅助散热和辅助加热措施，形成了混合地表水源热泵系统。

在土壤源热泵的实践中，为了避免引起换热器周围土壤的温度逐年升高，采用混合土壤源热泵系统来散出夏季多余的热量^[23,78-79]。这类系统能够避免按照夏季工况来配置埋地换热器，有效地降低系统初投资。混合土壤源热泵系统多利用冷却塔来散出多余的热量，以保持环路中流体的温度在允许的范围之内。如果附近有水池，也可以利用地表水散出多余的热量。文献[55]研究了土壤源热泵与浅水池散热相结合的混合系统，建立了相应的模型。

对于地表水源热泵，也可以采用冷却塔辅助散热，形成如图 4.1 所示的混合地表水源热泵系统。冷却塔应与闭式系统连接，这样效果更好。为了避免环路中的水受到污染，应采用闭式冷却塔。除此以外，根据地表水的特点，笔者认为可以结合喷泉等水景进行辅助散热，形成另外一种混合地表水源热泵系统，其构成如图 4.2 所示，这时的系统宜采用开式系统。既可以起到辅助散热的作用，防止“热污染”，又可以增加水体的含氧量，增加空气中负离子的浓度，改善建筑物周围的微气候。本章将对这类混合地表水源热泵系统进行研究。

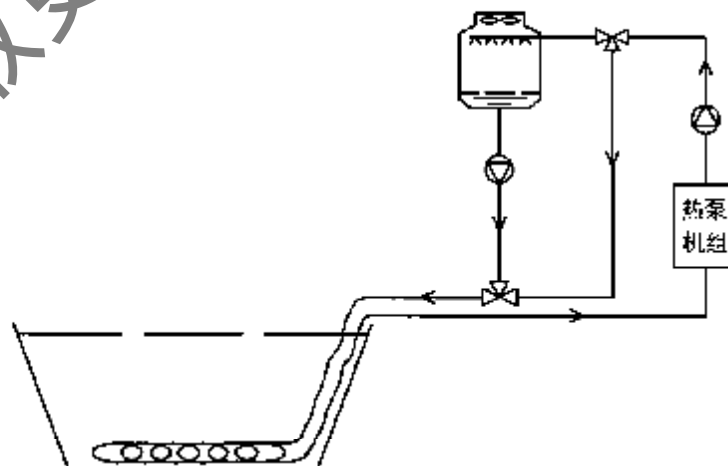


图 4.1 带冷却塔的混合地表水源热泵系统

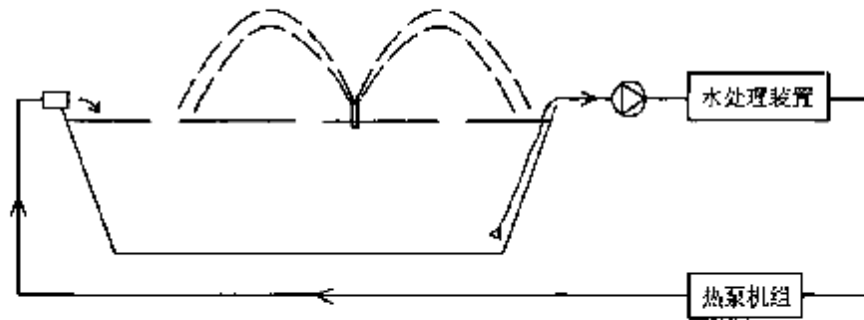


图 4.2 带喷泉的混合地表水源热泵系统

利用喷淋来散热、冷却的做法比较普遍。如采用喷水室对空气进行冷却加湿；工业上经常利用高速喷出且高度雾化的冷却液来冷却生产过程中设备和产品的高温部分。足够的冷却水量是核电站和火电厂正常运行的基本条件，这类冷却池也因此而被称为“Ultimate Heat Sink”^[80]。为了保证足够的冷却水量，一些核电站和小型火电厂采用喷淋冷却的方法散出废热。美国核能管理委员会(USNRC)规定：核电站用的喷淋冷却池应能够在最不利的气象条件下至少连续 30 天为设备提供足够的冷却水量^[80]。文献[81]介绍了一种屋顶喷淋冷却系统，该系统使用屋顶上的喷淋池来冷却循环水，经过滤后送入冷吊顶辐射板。多数情况下在晚上喷淋冷却循环水，并蓄积在蓄水池中，供白天使用。在一些气候干燥且晚上气温较低的地方，循环水在夜间能被冷却到 10℃ 左右。

4.1.2 喷淋冷却模型回顾

用于喷淋冷却池的模型可以分为两类，一类模型侧重于分析水滴对空气状态参数变化的影响，比较典型的有 Moussiopoulos 提出的 ASCONA 模型^[82]以及 Migdal 和 Agosta 提出的 Particle-Source-In Cell (PSI-CELL) 模型^[83]。ASCONA 模型通过流函数—流函数方法模拟空气流场，对湍流扩散采用改进的 $k-\varepsilon$ 模型，空气的温度和湿度通过求解输运方程，所有的方程采用有限差分方法求解，由于未考虑风速的影响，只能模拟零风速下的喷淋冷却过程。PSI-CELL 模型的主要思想是将水珠对空气的影响考虑成空气的质量、动量和能量源项。首先在不考虑水滴影响条件下计算初始的空气流场，然后根据流场计算水滴的轨迹、直径和温度变化，由此可以得到所有水滴在每个网格产生的质量、动量和能量源项，然后将这些源项带入空气方程中，再次计算出新的空气流场，新的流场用于计算新的水滴轨迹、直径和温度变化，因而既包括空气对水滴的影响，也包括水滴对空气的影响，由此反复计算得到最终结果。该模型需要知道水滴的粒径分布函数。

另一类模型侧重于分析水滴的蒸发和温度变化，本章侧重于模拟喷淋冷却的效果，可以不考虑空气状态参数的变化，属于这类模型。已有的多为半经验模型，其中典型的有 NTU 模型^[84-85]和 SER 模型^[86-88]。半经验模型通过实验测量单个

喷嘴的性能，将喷淋系统的基本参数组合成无量纲组，即 Number of Transfer Units (NTU) 和 Spray Energy Release (SER)。这类模型的局限性在于由某一个系统得出的结果往往不具有通用性。

综上所述：在已有的模型中，有的模型只适用于零风速的情况；有的模型求解起来复杂，且需要输入较多的参数，有的参数很难得到，如水滴的粒径分布函数等；而有的模型偏向于经验，不具有通用性。有鉴于此，本章将建立一个便于应用的简化模型，该模型不需要知道粒径分布函数和最大水滴直径，输入少量的参数便可以模拟不同工况下喷淋冷却的效果，在此基础上可以模拟带喷泉的混合地表水源热泵系统的取水温度变化情况。

4.2 喷淋冷却过程的分析与模拟

4.2.1 液滴破碎过程分析

喷嘴是一种在工程中广泛应用的配件，对液体的破碎起着关键的作用。绝大多数的动力装置，如锅炉、内燃机、燃气轮机等需要利用喷嘴将液体燃料雾化，以达到高效率的燃烧效果。在化工及农业等领域都需要用到喷嘴。常见的喷嘴有直射式喷嘴和离心式喷嘴（又称旋流喷嘴）。直射式喷嘴将液体在较高的压力下喷出，将液体的压力势能转化为动能，与周围空气间产生较高的相对速度。离心式喷嘴在高压作用下将液体通过螺旋槽或旋流室产生旋转后经过喷口离心喷出。这类喷嘴结构简单、耗能少，具有良好的喷雾性能。以水为例，在一般情况下，从喷嘴喷出的水流破碎经过射流破碎和薄膜破碎两个阶段。

液体的破碎主要与 We 数和 Oh 数有关。气体动力是促使射流破碎的重要因素，而表面张力是阻止射流破碎的因素，破碎后液滴的尺寸取决于气体动力与液体表面张力的比值，即 We 数：

$$We = \frac{\rho_a u_r^2 D_n}{\sigma_L} \quad (4.1)$$

式中： ρ_a —— 空气密度， kg/m^3

u_r —— 气液相对速度， m/s

D_n —— 喷嘴直径， m

σ_L —— 液体的表面张力， N/m

另一个无因次关系式 Oh 数用液体的粘度、密度、表面张力等来表示射流的分散倾向，

$$Oh = \frac{\mu_L}{\sqrt{\rho_L \sigma_L D_n}} \quad (4.2)$$

式中, μ_l —— 液体的动力粘滞系数, Pa·s

ρ_l —— 液体的密度, kg/m^3

We 数反映了空气阻力与表面张力的相互作用, 但没有考虑液体粘性的影响; Oh 数反映了粘性力与表面张力的关系, 但没有考虑空气阻力的影响。空气阻力是促使液体破碎的主要因素, 而表面张力与粘性力都是阻止液体破碎的因素。当空气阻力足以克服表面张力与粘性力的作用时, 液体便发生散裂。对于直径在 $0.05\text{mm} \sim 5\text{mm}$ 之间的水滴, Oh 数的范围为 $1.7 \times 10^{-2} \sim 1.7 \times 10^{-3}$, 其破碎过程与 Oh 数无关^[89]。随着 We 数的不同, 破碎主要有袋形破碎、剪切破碎和爆炸破碎三种形式^[90]。

当 $8 \leq We \leq 30$, 且 $0.2 \leq We \cdot Re^{-0.5} \leq 1.2$ 时, 液滴的破碎方式为袋形破碎, 即液体在垂直流动方向上克服表面张力和粘性力发生变形, 变成一系列的薄膜, 随后薄膜的中心变薄、拉长, 并形成薄袋形的结构, 最后从薄袋的最薄的地方破碎, 形成小液滴。这种破碎方式主要出现在气液相对速度较低时。

当 $30 \leq We \leq 10^4$, 且 $1.2 \leq We \cdot Re^{-0.5} \leq 20$ 时, 液滴的破碎方式为剪切破碎, 即液体在速度较大的相对气流作用下变成薄膜, 然后沿薄膜的边缘开始变形, 最后从薄膜的边缘剥落下小液滴。

当 $10^4 \leq We$, 且 $20 \leq We \cdot Re^{-0.5}$ 时, 液滴的破碎方式为爆炸破碎, 即液体在高速的相对气流作用下瞬间破碎成小液滴, 这只有在水压很高的时候才可能发生。前两种破碎方式是最常见的。

4.2.2 喷淋水滴的运动方程

水滴的运动受空气阻力和风速的影响, 假定风向为水平方向, 根据牛顿第二运动定律, 可得到如下的水滴运动方程:

$$m_d \frac{d\bar{u}_x}{d\tau} = -C_d (\bar{u}_x + \bar{u}_a) |\bar{u}_x + \bar{u}_a| \frac{\rho_a A_t}{2 \sin \alpha} \quad (4.3)$$

$$m_d \frac{d\bar{u}_y}{d\tau} = -C_d \bar{u}_y |\bar{u}_y| \frac{\rho_a A_t}{2 \cos \alpha} \pm m_d g \quad (4.4)$$

$$\sin \alpha = \frac{|\bar{u}_x + \bar{u}_a|}{\sqrt{\bar{u}_y^2 + (\bar{u}_x + \bar{u}_a)^2}} \quad (4.5)$$

$$\cos \alpha = \frac{|\bar{u}_y|}{\sqrt{\bar{u}_y^2 + (\bar{u}_x + \bar{u}_a)^2}} \quad (4.6)$$

式中, u_a 为风速, m_d 为水滴的质量, A_t 为水滴的投影面积; 式(4.4)中的“-”表示向上飞行, “+”表示向下飞行。

阻力系数 C_d 与雷诺数的大小有关, 喷射水滴在空中的速度较大, 雷诺数在 10 以上。当 $10 < Re \leq 10^3$ 时, Putnam 建议用下式计算 C_d ^[91],

$$C_d = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3} \right) \quad (4.7)$$

当 $10^3 < Re \leq 2 \times 10^5$ 时, C_d 的值可取为 0.44。

将水滴视为直径为 D 的球形, 把 m_d 和 A_r 的计算公式代入式 (4.3)、(4.4), 并加入横向和纵向的位移控制条件, 可得到如下的方程组:

$$\frac{d\bar{u}_x}{d\tau} = -C_d(\bar{u}_x + u_a) \left| \bar{u}_x + u_a \right| \frac{3\rho_a}{4D\rho_w \sin\alpha} \quad (4.8)$$

$$\frac{d\bar{u}_y}{d\tau} = -C_d\bar{u}_y \left| \bar{u}_y \right| \frac{3\rho_a}{4D\rho_w \cos\alpha} \pm g \quad (4.9)$$

$$\int \bar{u}_x d\tau = \bar{s}_x \quad (4.10)$$

$$\int \bar{u}_y d\tau = \bar{s}_y \quad (4.11)$$

为了使上述的方程便于求解, 需要对研究对象作一定的简化。假定所有的水滴都以相同的角度 β 喷射出, 并具有相同的初速度, 在此基础上列出初始条件为:

$$u_{0x} = u_0 \cos\beta \quad (4.12)$$

$$u_{0y} = u_0 \sin\beta \quad (4.13)$$

$$u_0 = \mu \sqrt{2gp} \quad (4.14)$$

$$D = D_0 \quad (4.15)$$

式中的 μ 为喷嘴的流量系数, p 为喷嘴的工作压力, D_0 为离开喷嘴时的水滴平均直径。

4.2.3 喷淋水滴的热质交换方程

通过喷嘴的喷淋在空中形成了大量的小水滴。在贴近水滴表面的地方, 由于水分子作不规则运动的结果, 形成一个湿度等于水表面湿度的饱和空气层, 而水的湿度则被认为表面温度与内部温度相同。水与空气的热湿交换都通过饱和空气层进行。水滴由于蒸发而质量减少, 质量守恒方程为:

$$-\frac{dm_d}{d\tau} = \beta_d S_d (d_s - d_a) \quad (4.16)$$

水滴在飞行过程中发生显热和潜热交换, 认为热湿交换中存在 Lewis 关系式, 不考虑水滴之间的辐射, 水滴的能量守恒方程为:

$$-c_w m_d \frac{dt}{d\tau} = \beta_d S_d [c_{pa}(t - t_a) + r(d_s - d_a)] \quad (4.17)$$

以上式中的负号表明在飞行过程中水滴的质量减少, 而且温度降低。把 m_d 、 S_d 、 β_d 、 d_s 和 d_a 的计算式代入式(4.17), 可得到如下的水温计算方程:

$$-\frac{\rho_w c_w D}{6} \frac{dt}{dr} = \beta_m \rho_a \left[c_{pa}(t - t_a) + 0.622r \left(\frac{p_s}{p_0 - p_s} - \frac{p_{a_0}}{p_0 - p_{a_0}} \right) \right] \quad (4.18)$$

水滴在飞行过程中不断蒸发会使水滴直径减小。类似地, 可以将式(4.16)改写为如下的水滴直径计算方程:

$$-\rho_w \frac{dD}{dr} = 1.244 \beta_m \rho_a \left(\frac{p_s}{p_0 - p_s} - \frac{p_{a_0}}{p_0 - p_{a_0}} \right) \quad (4.19)$$

以上式中, m_d 、 S_d ——水滴的质量和表面积, kg, m²

d_s 、 d_a ——水滴表面饱和空气层和周围空气的含湿量, kg/kg 干空气

β_d ——按含湿量差计算的湿交换系数, kg/(m²·s)

β_m ——按水蒸汽分子浓度差计算的湿交换系数, m/s

α ——水表面的换热系数, kW/(m²·℃)

r ——水的汽化潜热, kJ/kg

t_a 、 t ——水滴周围空气温度和水温, ℃

p_a ——水滴周围空气的水蒸汽分压力, Pa

p_s ——温度等于水温的饱和空气的水蒸汽分压力, Pa

c_w 、 c_{pa} ——水和空气的比热, kJ/(kg·℃)

ρ_w 、 ρ_a ——水和周围空气的密度, kg/m³

Ranz 和 Marshall 建议用以下的关系式求水滴运动时的湿交换系数^[92]:

$$\frac{D\beta_m}{k} = 2 + 0.6Sc^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{1}{2}} \quad (4.20)$$

式中的 k 为水蒸汽在空气中的分子扩散系数(m²/s), Sc 为施米特数。

结合水滴的运动方程, 在水滴的飞行时间内解式(4.18)和式(4.19), 便能求出单个水滴的终温和直径的变化。

4.2.4 平均喷淋终温

喷淋水流由许多直径不同的小水滴组成, 利用前面的模型只能求出单个水滴的终温, 直径不同的水滴的运动轨迹和终温都不同。根据传统的概率论方法, 欲求出整个喷淋水流的平均终温, 需要知道水滴的粒径分布函数和最大的水滴直径。常见的喷淋(喷雾)液滴的粒径分布函数形式有^[93-95]:

1. 对数正态分布

$$f(D) = \frac{1}{D \ln S_G \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\ln D - \ln D_G)^2}{2 \ln^2 S_G} \right] \quad (4.21)$$

2. 贾山-棚泽分布

$$f(D) = AD^2 \exp(-BD^c) \quad (4.22)$$

3. Rosin-Rammler 分布

$$f(D) = \frac{q}{D_R^q} D^{q-1} \exp\left[-\left(\frac{D}{D_R}\right)^q\right] \quad (4.23)$$

以上的式中, D_G 、 D_R —— 与液滴直径相关的直径特征值

S_G —— 与液滴直径偏差相关的量, 无量纲

A 、 B 、 c 、 q —— 经验参数

近年来, 有的学者基于最大熵原理提出一种新的粒径分布函数形式^[96-98], 但是其适用性和可靠性受到质疑^[95], 而且根据文献[96]提供的数据来看, 用这种粒径分布函数形式所得到的结果与实测结果误差较大, 准确性较差。

综上所述, 采用传统方法求平均终温, 需要知道与粒径分布函数有关的几个参数和最大水滴直径。这需要有详细的粒径分布实测数据, 然后进行分布函数的参数估计, 按极大似然估计法进行估计, 再用 χ^2 检验法进行假设检验^[99]。要比较准确地获得这些参数难度较大、工作量较大, 这也使得平均终温的求解变得很困难。

不妨从另一个角度来考虑这个问题, 假设存在这样的水滴, 其直径和温度等于所有水滴的某类平均值, 那么该水滴的终温便可以看成是喷淋水流的平均终温。根据这一思路, 可以得到下面的简化解法。

定义水滴的体积平均直径和表面积平均直径分别为^[85]:

$$D_V = \left(\int_0^{\infty} D^3 f(D) dD \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.24)$$

$$D_S = \left(\int_0^{\infty} D^2 f(D) dD \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.25)$$

于是, 索特尔平均直径(SMD, Sauter mean diameter)可以表示为^[85]:

$$SMD = \frac{D_V^3}{D_S^2} = \frac{\int_0^{\infty} D^3 f(D) dD}{\int_0^{\infty} D^2 f(D) dD} \quad (4.26)$$

对于一个直径等于 SMD 的液滴, 其体积与表面积之比等于所有液滴总体积与所有液滴总表面积之比。如果某喷淋(喷雾)过程的液滴破碎程度大, 雾化效果好, 则 SMD 比较小。因此, SMD 常用来表示喷淋(喷雾)过程的雾化程度。SMD 的大小与喷嘴的结构以及喷射压力有关, 对于一定的喷嘴, 喷射压力越大, SMD 越小。SMD 可以表示为喷嘴工作压力和喷嘴直径的函数。

定义体积平均温度和表面积平均温度分别为^[85]:

$$t_V = \frac{1}{D_V^3} \int_0^{D_{\max}} t(D) D^3 f(D) dD \quad (4.27)$$

$$t_S = \frac{1}{D_S^2} \int_0^{D_{\max}} t(D) D^2 f(D) dD \quad (4.28)$$

从形式上可以看出, t_V 和 t_S 分别对应于 D_V 和 D_S 。

在“体积平均温度”和“表面积平均温度”概念的基础上, 本文提出“索特尔平均温度”的概念, 并将其定义为:

$$t_{SMD} = \frac{1}{SMD} \int_0^{D_{\max}} t(D) D f(D) dD \quad (4.29)$$

对式(4.18)中的直径和水温取平均值, 左边的直径用体积平均直径代替, 水温用体积平均温度代替; 右边的直径用表面积平均直径代替, 水温用表面积平均温度代替。可以得到以下的式子:

$$\begin{aligned} -\frac{\rho_w c_w D_V}{6\rho_a} \frac{dt_V}{d\tau} = \int_0^{D_{\max}} \beta_m(\tau, D) D^2 f(D) dD [c_{pa}(t_S - t_a) \\ + 0.622r \{ p_s / (p_0 - p_s) - p_a / (p_0 - p_a) \}] \end{aligned} \quad (4.30)$$

湿交换系数 β_m 主要与液滴运动速度有关, 液滴直径对湿交换系数的影响较小, 取索特尔平均直径时的湿交换系数值为 β_m 的平均值。由定积分的性质可知, 体积平均温度、面积平均温度及索特尔平均温度三者相差很小, 如果将三者近似视为相等, 对于工程应用而言, 其误差在可以接受的范围以内。于是, 式(4.30)可以改写为:

$$-\frac{\rho_w c_w SMD}{6\rho_a} \frac{dt_{SMD}}{d\tau} = \beta_m(\tau, SMD) \left[c_{pa}(t_{SMD} - t_a) + 0.622r \left(\frac{p_s}{p_0 - p_s} - \frac{p_a}{p_0 - p_a} \right) \right] \quad (4.31)$$

由上式可以看出, 直径为 SMD 的水滴的终温便可以近似看成是所有水滴的平均终温。再结合式(4.19)和水滴运动方程, 便可以求出平均喷淋终温。

需要指出的是, 水滴的散热和蒸发会使喷淋区域内的干球温度和湿度均与外围空气有一定的不同。水滴散热使得水滴附近空气的温度升高, 如果水温与外围空气温差比较大, 且风速较小, 则需要考虑局部空气温升所带来的影响。水滴蒸发使得喷淋区域内的湿度比外围空气的湿度要高, 这导致水滴附近空气的水蒸汽分压力增大。风速越小, 水蒸汽分压力增大带来的影响越明显。局部空气温度和湿度的变化一直是喷淋冷却模型难以处理的问题。前面提及的 ASCONA 模型和 PSI-CELL 模型针对一个面积较大的密集的喷淋池, 建立空气的动量方程和输运方程, 求解比较复杂。本章所研究的是用于营造水景兼顾辅助散热的喷泉, 不会形成大面积的密集喷淋区域, 为了避免使问题复杂化, 可以采用对局部空气温度和水蒸汽分压力进行修正的方法。

对于营造水景的喷泉, 池水喷水温度 (t_0) 一般与外围空气温度 (t_a) 相差 1~4

℃, 水滴的粒径也比较大, SMD 为 1mm~3mm, 在喷淋面积不是很大的情况下, 可以认为干球温度和湿度在喷淋区域内分布较均匀, 在计算时可以根据具体情况对水滴周围的干球温度和水蒸汽分压力进行适当的修正。经过大量的计算, 并且与实测数据比较, 本文建议采用如表 4.1 中所示的经验修正系数。风速较大时取下限, 风速较小时取上限。表 4.1 中的 p_{∞} 为外围空气的水蒸汽分压力。

表 4.1 干球温度和水蒸汽分压力修正方法

风速 (m/s)	$ t_0 - t_{\infty} $	计算干球温度	计算水蒸汽分压力
$u_a > 2.5$	$\geq 2^{\circ}\text{C}$	$0.5 \times (t_0 + t_{\infty})$	p_{∞}
$u_a > 2.5$	$< 2^{\circ}\text{C}$	t_{∞}	p_{∞}
$1.0 \leq u_a \leq 2.5$	$\geq 2^{\circ}\text{C}$	$0.5 \times (t_0 + t_{\infty})$	$(1.05 \sim 1.15) \times p_{\infty}$
$1.0 \leq u_a \leq 2.5$	$< 2^{\circ}\text{C}$	t_{∞}	$(1.05 \sim 1.15) \times p_{\infty}$
$u_a < 1.0$	$\leq 5^{\circ}\text{C}$	$0.5 \times (t_0 + t_{\infty})$	$(1.1 \sim 1.2) \times p_{\infty}$

应用本文提出的简化模型时需要确定喷嘴出口处的起始索特尔平均直径。起始 SMD 的确定可以采用经验公式法或测量的办法。测量液滴的 SMD 多采用光学法, 光学法可以分为成像法和非成像法两大类, 成像法以闪光拍照和全息法为主; 非成像法指以激光作为光源的光学法。随着计算机技术、快速 CCD 相机和数字图像处理技术的迅猛发展, 非成像法目前已成为颗粒尺寸测量的主要手段。主要有: 马尔文 (Malvern) 粒度仪、激光多普勒仪 (LDV), CT (Computed Tomography) 法和 PIV (Particle Imaging Velocimetry) 测量技术等^[100-102]。

通过对某一类喷嘴进行大量的测试可以得出起始 SMD 与喷嘴直径、韦伯数的经验关系式, 如文献 [103] 推荐的适用于圆口压力直管喷嘴的经验公式:

$$\frac{SMD}{A} = 133 We_{LA}^{-0.74} \quad (4.32)$$

$$We_{LA} = \frac{\rho_L u_0^2 A}{\sigma_L} \quad (4.33)$$

式中的 A 为径向积分尺度, 对于直径为 D_n 的完全发展的湍流管流, $A = D_n/8$ 。

4.2.5 喷淋冷却模型的求解

由于阻力系数、湿交换系数和水滴直径在运动过程中是变化的, 而且水滴的运动时间不是已知的, 无法直接求解以上的变系数常微分方程组, 只能采用数值解法。水滴直径在每一时间步长内的变化很小, 采用尤拉公式求解便具有较高的精度。对于横向、纵向分速度以及水温, 则采用精度较高的四阶龙格-库塔方法求解。喷嘴高出水面的距离为 L_w , 一旦水滴下降至水面, 计算便终止。计算流程如图 4.3 所示。

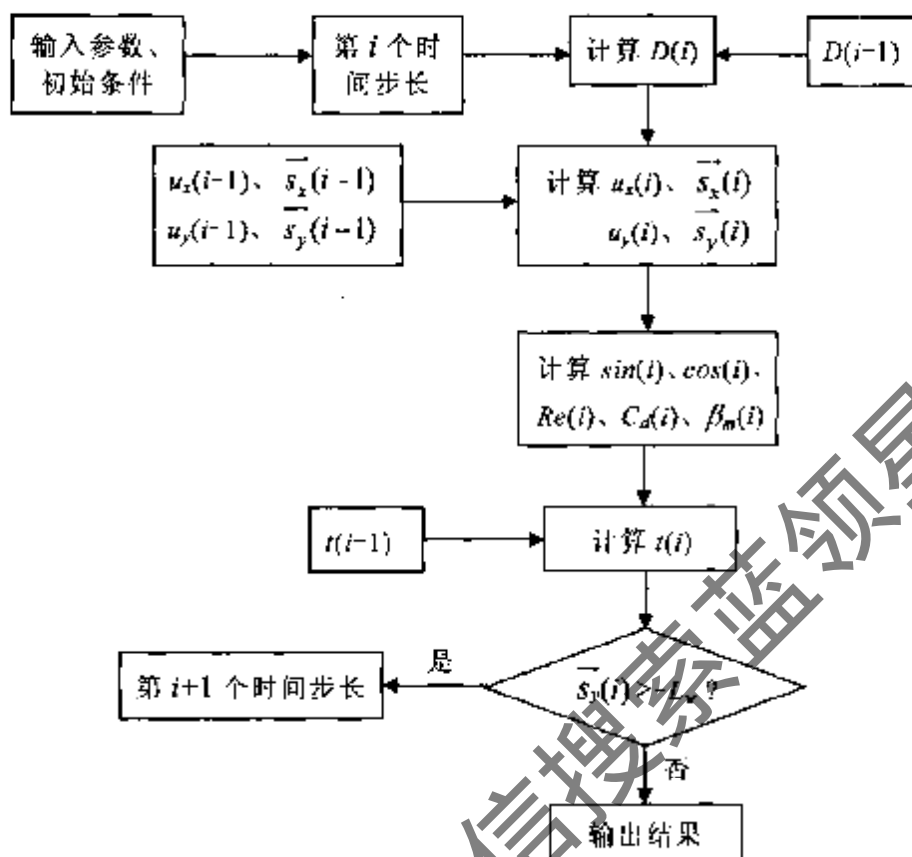


图 4.3 喷淋冷却模型的计算流程

4.3 喷淋冷却模型的验证与分析

4.3.1 喷淋冷却模型的验证

为了验证以上的模型，下面将针对一个例子计算一系列不同的工况，并将计算结果与实测结果进行对比。

下面要计算的例子来自文献[88]，该文的作者对位于美国 Sacramento 市的 Rancho Seco 核电站内的喷淋冷却池进行了实测，测量了一系列不同工况下的喷淋终温。该喷淋系统采用的是 SPRACO 公司制造的 SPRACO 1751 型喷嘴，喷嘴的工作压力为 48kPa，每个喷嘴的喷水量为 12.24m³/h，喷嘴位于水面上方 1.52m (5ft) 处。经多次测定，在 48kPa 的工作压力下，该喷嘴出口处水滴的索特尔平均直径在 1.58mm 到 1.92mm 之间，计算时取平均值为 1.75mm。水滴的出射角度为 60°，出射速度为 8.91 m/s。

计算时取时间步长为 0.01s，依次计算每个时间步长的水滴直径、横向和纵向分速度、横向和纵向位移、水温值。当纵向位移达到或第一次小于 -1.52m 时，计算终止。此时的水温便是所要求的平均喷淋终温，累积的时间便是水滴的平均

飞行时间。表 4.2 列出了喷淋终温计算值与实测值的对比情况，表中除计算终温之外的各个参数值均摘自文献[88]。

表 4.2 计算终温值与实测终温值的对比

喷水温度 (°C)	干球温度 (°C)	湿球温度 (°C)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)	实测终温 (°C)	计算终温 (°C)
26.6	27.5	16.1	29.6	5.82	22.2	22.54
25.2	12.8	10.6	77.8	2.37	20.7	20.59
25.3	18.3	13.6	58.7	2.68	21.9	21.62
25.9	21.7	14.2	42.9	2.90	22.0	21.94
27.3	33.9	20.9	31.1	2.95	25.1	24.76
27.1	29.8	19.2	36.7	3.75	23.5	23.64
26.8	22.4	16.1	51.8	1.70	23.1	23.01
26.5	20.7	15.7	58.9	1.70	23.4	23.03
26.7	27.2	16.4	32.2	5.59	22.1	22.65
26.7	35.0	22.4	34.0	3.12	25.2	25.63
33.5	29.8	22.2	52.1	0.32	29.5	29.31

表 4.2 中的计算结果表明，计算出的喷淋终温与实测的终温吻合得比较好。本文提出的简化模型可以用来模拟喷淋冷却的效果。不过，该模型对风速小于 1m/s 且喷水温度与外围气温相差很大(达到或者超过 10°C)的情形不太合适。喷水温度与外围气温差距很大的情形在营造水景的喷泉中很少见，一般情况下喷水温度与外围气温的差距不会超过 5°C。

4.3.2 影响喷淋终温的因素

为了分析风速和粒径对喷淋的影响，对风速为零和 3m/s 时不同直径水滴的各项参数进行了计算。计算时所选取的参数为：喷水温度为 33.5°C，周围空气的干球温度为 29.8°C，相对湿度为 52.1%，湿球温度 22.2°C。计算结果见表 4.3。表中的 D_0 为水滴的起始直径， D_f 为水滴到达水面时的直径， LX_{max} 为最大横向飞行距离(顺风侧)， LY_{max} 为最大竖向飞行高度， t_f 为水滴到达水面时的温度， τ_{fy} 为水滴的飞行时间。表中前面的数值为零风速时的计算值，后面的数值为 3m/s 风速时的计算值。

计算结果表明：在同一喷射水流中，水滴的直径越大，其横向和竖向最大位移越大，飞行时间一般会略有增加。尽管在上升阶段大水滴速度受重力影响大一些，但大水滴的 Re 数比小水滴大，阻力系数比小水滴小。综合空气阻力和重力阻力来看，大水滴的总阻力更小，横向和竖向飞行距离更大。这样，水滴直径分

布随着离开喷嘴距离的增加而增大,这一现象可以从图 4.4 中看出。

表 4.3 零风速和 3m/s 风速时各项参数的对比

D_0 (mm)	LX_{max} (m)	LY_{max} (m)	D_f (mm)	t_f (°C)	t_{fiv} (s)
0.6	1.937 / 2.381	0.944 / 0.898	0.594 2 / 0.593 1	25.68 / 23.95	1.50 / 1.47
0.75	2.367 / 3.002	1.149 / 1.089	0.743 8 / 0.742 7	26.00 / 24.29	1.50 / 1.47
0.9	2.805 / 3.621	1.332 / 1.262	0.893 4 / 0.892 3	26.59 / 25.02	1.50 / 1.47
1.0	3.070 / 4.017	1.443 / 1.366	0.993 1 / 0.992 0	27.09 / 25.55	1.51 / 1.48
1.2	3.590 / 4.807	1.641 / 1.556	1.192 7 / 1.191 5	27.89 / 26.53	1.52 / 1.50
1.5	4.352 / 5.875	1.890 / 1.794	1.492 3 / 1.490 9	28.79 / 27.75	1.56 / 1.53
1.75	4.954 / 6.613	2.056 / 1.935	1.742 1 / 1.740 5	29.33 / 28.59	1.58 / 1.54
2.0	5.566 / 7.245	2.183 / 2.050	1.992 0 / 1.990 3	29.71 / 29.14	1.61 / 1.57
2.3	6.130 / 7.876	2.300 / 2.159	2.291 9 / 2.290 3	30.16 / 29.68	1.62 / 1.58
2.6	6.681 / 8.200	2.393 / 2.249	2.591 9 / 2.590 3	30.79 / 30.11	1.64 / 1.59
2.8	6.911 / 8.466	2.449 / 2.303	2.791 8 / 2.790 3	31.36 / 30.32	1.65 / 1.60
3.0	7.070 / 8.676	2.500 / 2.354	2.991 6 / 2.990 5	31.94 / 30.63	1.66 / 1.61

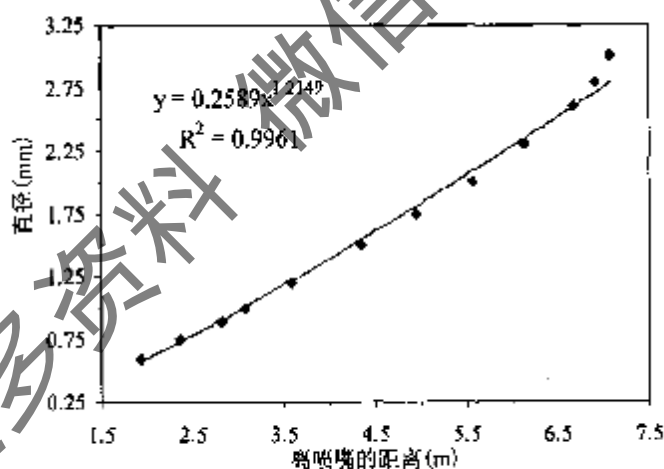


图 4.4 水滴直径分布与离喷嘴距离的关系

风速为零时,水滴直径与离开喷嘴距离的关系可以用如下的幂函数表示:

$$D = 0.2589L^{1.2149} \quad (4.34)$$

水滴直径的这种幂函数分布规律与文献[104]得到的测试结论相同。文献[104]的作者采用“色斑法”测量了离喷嘴不同距离处水滴的直径,发现水滴直径随着离开喷嘴距离的增加而以幂函数 $D=aL^b$ 的形式增大。

图 4.5 为零风速时喷淋终温与起始 SMD 的关系。计算结果表明,起始 SMD 越小,喷淋终温越低,冷却效果越好。然而,水滴直径过小,会引起功率消耗增加和水的飘散损失过大,影响喷淋的经济性。在实践中,喷射压头不宜过大,对于单喷头流量在 $10\text{m}^3/\text{h} \sim 20\text{m}^3/\text{h}$ 之间的情形,喷射压头一般取 50kPa 左右;也

不能过小, 以免影响冷却效果。零风速时喷淋终温与起始 SMD 的拟合关系式为:

$$t_f = 27.173SMD^{0.1356} \quad (4.35)$$

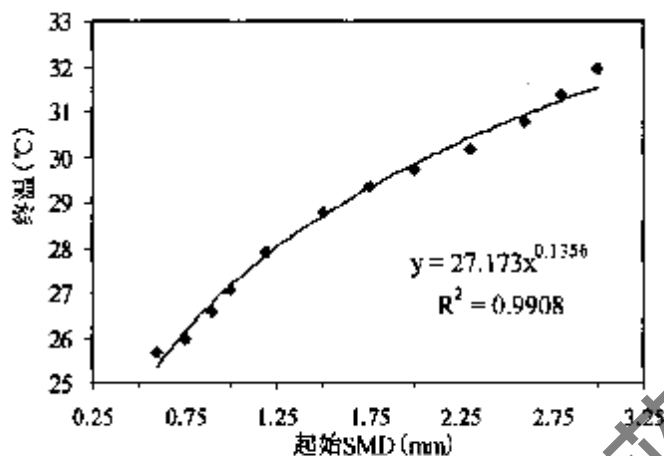


图 4.5 喷淋终温与起始 SMD 的关系

计算结果还表明: 风速增大到 3m/s 后, 不同直径水滴的喷淋终温均有所降低。较大的风速能将水滴周围温度较高、湿度较大的空气带走, 增加热湿交换的推动力——焓差。另外, 还会使水滴的速度增加, 加大热湿交换系数。

周围空气的湿球温度也是影响冷却效果的重要因素。对零风速时不同湿球温度下的喷淋终温进行了计算(喷水温度、干球温度不变), 计算结果如图 4.6 所示。图 4.6 表明: 在相同的喷水温度和干球温度下, 湿球温度越低, 喷淋终温越低。在气候比较干燥的地区, 湿球温度较小, 喷淋冷却的效果会比较好。零风速时喷淋终温与湿球温度 t_{wb} 的拟合关系式为:

$$t_f = 0.0921t_{wb}^2 - 3.7583t_{wb} + 67.273 \quad (4.36)$$

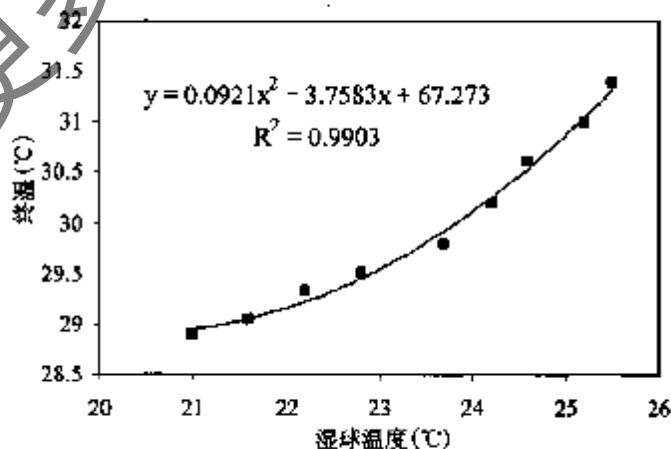


图 4.6 喷淋终温与湿球温度的关系

从表 4.3 中可以看出: 平均水滴直径越小, 总的蒸发面积越大, 蒸发量越大。此外, 风速增大也使得蒸发量增大。蒸发量还与湿球温度有关, 湿球温度越小,

蒸发量越大。在该例中, 可以将直径为 SMD(1.75mm) 时水滴的蒸发率看作是平均蒸发率, 风速为零时平均蒸发率为 1.35%。一般情况下, 平均蒸发率在 0.8%~1.5% 之间, 蒸发散热量占总散热量的 80% 左右。

4.4 喷淋冷却对取水温度的影响

4.4.1 水温模型

零维模型将整个水体看成是混合均匀的单元, 这类模型在小型湖(库)的水质预测中应用较多, 能使计算工作大为简化^[60]。当池塘面积和水深较小时, 也可以采用这类模型来预测水温的变化。

如果带喷泉的水池的面积和水深较小, 采用零维模型, 可得到以下的热平衡方程:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{A(1-r_s)\varphi_{sr} + A(1-r_a)\varphi_{ar} + Q_L - Q_{out} - Q_{spr}}{\rho V c} \quad (4.37)$$

初始水温为 t_0 。式中的 Q_L 为水体的散热负荷, 即热泵机组需要散出的冷凝热; Q_{spr} 为喷淋散热量; Q_{out} 为水面辐射、蒸发和对流的总散热量, 计算方法见 3.2.2。A 和 V 分别为水池的面积和存水体积。

应用本章提出的喷淋冷却模型计算出喷淋终温, 然后用下式计算出 Q_{spr} :

$$Q_{spr} = nG_{spr}\rho c(t - t_f) \quad (4.38)$$

式中的 G_{spr} 为单个喷嘴的喷水量, n 为喷嘴的个数。由于每一时刻的喷水初温和气象参数都不同, 在计算各时刻水温时都要调用喷淋冷却模拟程序来计算每一时刻的喷淋散热量。

由于方程(4.37)中存在非线性的总散热量计算式, 且散热负荷和辐射得热均为逐时变化的量, 无法求出方程(4.37)的解析解, 只能采用数值解法。这里采用的是四阶龙格-库塔方法。

4.4.2 实例分析

要分析的对象是位于长沙的一个水池, 其面积为 560m^2 , 平均水深 1.5m, 欲将该水池应用于地表水源热泵, 要求对喷泉辅助散热的效果进行预测。逐时散热负荷如图 4.7 所示; 假设随着取水温度和水池热负荷的变化, 排水温度也随之变化, 使废热能够全部排入水中。起始水温为 28.6°C ; 计算所用到的逐时气象参数取自 2004 年夏天某日 8:00~18:00 的气象参数, 水面风速为 2.2m/s , 其中的逐时气温和太阳总辐射如图 4.8 所示。

采用前文介绍的 SPRACO 1751 型喷嘴, 工作压力和出射角度、出射速度不

变, 在水池中布置 9 个喷嘴。分别对不启用喷泉、启用喷泉时水池的逐时水温以及不承担负荷时水池的自然水温进行计算。

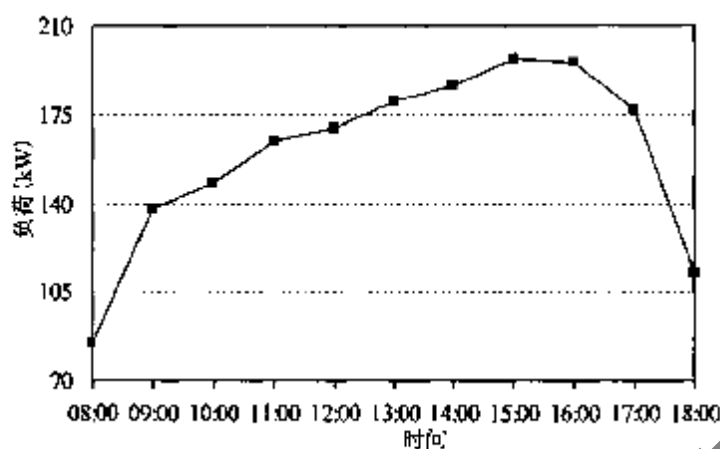


图 4.7 水池的逐时散热负荷

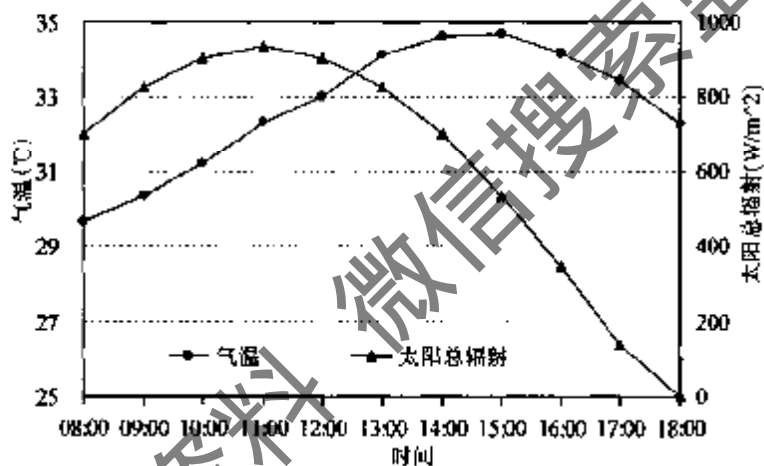


图 4.8 逐时气象参数

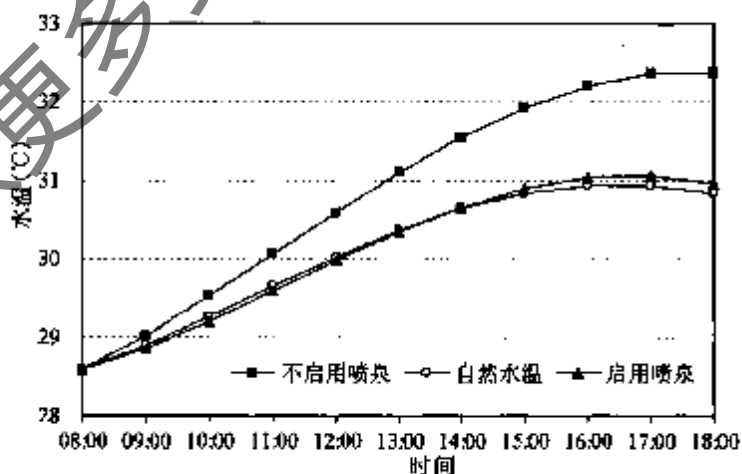


图 4.9 启用喷泉与不启用喷泉时水温的对比

如图 4.9 所示, 不启用喷泉时, 水温在辐射得热以及散热负荷的作用下呈较快的升高趋势, 最大值达到 32.4°C。将 9 个喷嘴全部开启, 水温升高速度有明显

的降低,水温的最大值为 31.1°C 。在前几个小时内,喷泉散热的效果并不明显,但随着时间的推移,启用喷泉的优势逐渐体现出来,两者之间的温差越来越大。从11:00到18:00,启用喷泉后的水温比没启用喷泉时的水温低 $0.5^{\circ}\text{C}\sim 1.43^{\circ}\text{C}$ 。启用喷泉后的水温接近于不承担负荷时水池的自然水温,这表明:使用9个喷嘴后,排入水中的废热便基本上能够全部散出,废热对水池的水温基本上没有影响。如果不启用喷泉,则只能依靠超温水面散出部分的废热,启用喷泉后收到了很好的辅助散热效果。

在实际应用时还应考虑喷泉设置与运行的经济性。一般来说,喷泉的设置应结合水景的营造而进行,或同时用于池水的增氧,改善水质。喷泉应该尽可能靠近取水口,使得经过喷淋冷却后的水能够尽快地被取水口取走,提高冷却池的冷却效率。

4.5 小结

在地表水源热泵的实践中,经常会出现地表水量不稳定或不足的情况。这会造成在冬夏季负荷较大的时候,地表水水量不能满足要求,有必要采取辅助散热和辅助加热措施。针对本章提出的带喷泉的混合地表水源热泵系统,建立了相关的模型,该模型不需要知道粒径分布函数和最大水滴直径,输入少量的参数便可以模拟不同工况下喷淋冷却的效果,在此基础上可以模拟带喷泉的混合地表水源热泵系统取水温度的变化情况。

利用本章提出的简化模型对某种型号喷嘴的喷淋冷却效果进行了模拟,模拟结果与实测结果较为吻合,该模型便于在工程实践中应用。

为了了解喷泉冷却对热泵机组进水温度的影响,对一个带喷泉的混合地表水源热泵系统进行了模拟。模拟结果表明:随着时间的推移,启用喷泉后的水温较之不启用喷泉时水温的优势越来越明显,两者之间的温差越来越大,应用喷泉收到了很好的辅助散热效果。

第 5 章 地表水源热泵运行时地表水温变化的预测

一些规模较大的热泵系统采用河水、海水、湖水等地表水作为热源/热汇。从热泵机组出来的水温高于(低于)自然水温的水流不断地排入地表水体后,会使其水温分布会发生变化,取水温度一般也会随之变化。因此,在系统建造前需要通过模拟的方法来预测排水给取水温度所带来的影响。

大多数的地表水体都不同程度含有过量的氮、磷养分,这主要来自两方面^[105]:第一,农作物吸收的化肥中的氮、磷等养分不到一半,其余养分会随农田排水进入地表水体;第二,一些含有的氮、磷养分及其他无机盐的生活污水、工业废水未经处理便排入地表水体。这些营养物质会促进藻类的繁殖,而水温升高会加快有机物的氮、磷分解速度,加快地表水体富营养化的进程,使藻类生长繁殖有更多的营养物质,进一步加快藻类的繁殖。

湖泊、河流用来散出建筑或热电厂的废热时,需要往这些地表水体中排出废热水,温排水一方面促进了地表水体的流动,另一方面带来了大量的热量,使排水口下游水域的水温得到不同程度的提高。为了评价温排水对地表水体富营养化的影响,也有必要对水温的分布进行模拟分析。

第 3 章研究了闭式地表水源热泵运行时对水体温度的影响。利用湖水的开式地表水源热泵运行时的情形与热电厂冷却池类似,只是排水量小一些,可以采用热电厂冷却池的模型来计算水温分布,热电厂冷却池常用的是深度平均的二维模型,文献[106-108]均对这类模型作了阐述,本文不再讨论。

5.1 地表水体的散热与得热机理

超温水体单位面积散热量比未受影响的自然水体大,这使得废热能通过超温水体表面散出。为了便于计算,一般将散热量的计算线性化,引入散热系数的概念,表示为超温水面与未受影响的水面之间单位温差时,单位面积超温水面多散出的热量。对于超温水体的水面蒸发系数和散热系数公式,国内外都已做了许多测试和研究工作^[109-111]。其中由中国水利水电科学研究院冷却水研究所等单位研究提出的冷却池水面蒸发系数和散热系数全国通用公式已被《工业循环水冷却设计规范》采用^[111-112],该公式充分考虑了风速以及水气温差产生的自由对流,表示为:

$$\alpha = [22 + 12.5u_0^2 + 2(t_s - t_a)]^{0.5} \quad (5.1)$$

$$K_s = \frac{\partial(\varphi_e + \varphi_c + \varphi_r)}{\partial t_s} = \left(\frac{\partial p_s}{\partial t_s} + p_0 C_b \right) \alpha + 4\epsilon\sigma_b(t_s + 273)^3 \quad (5.2)$$

式中, α ——蒸发系数, $W/(m^2 \cdot hPa)$

K_s ——超温水面散热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

u_a ——水面上方 2m 处的风速, m/s

ϵ ——水面的发射率

$\partial p_s / \partial t_s$ ——饱和水蒸汽分压力在水面温度处的偏导数

冬季运行时, 地表水作为热泵的低位热源, 需要从地表水体中提取热量。水温低于自然水温的冷水排入水体, 经过紊动掺混后流向远区。在这个过程中, 水温如何得到恢复? 笔者查阅了相关的文献, 超温水体的散热研究较多, 而水温低于自然水温的水排入后水温如何恢复, 这类问题在实际中较为少见, 目前尚未见到关于此类问题的报道。根据其特点, 笔者将这种水温低于自然水温的水体称为弱温水体。

水温降低时, 单位面积水面的蒸发、对流和辐射换热量均会降低。式(5.1)所示的蒸发系数计算式是从 18~45 $^\circ C$ 水温的实验资料拟合得出的, 用来计算冬季低温水面蒸发散热时明显偏大。计算冬季水面蒸发散热时, 水面温度比较接近于气温, 水气温差引起的自由对流可以忽略, 其蒸发系数的计算只需考虑风速的影响。文献[113]根据湖面全年蒸发量资料得出一个适用于冬季蒸发系数计算的公式:

$$\alpha = 0.75(9.2 + 0.46u_a^2) \quad (5.3)$$

该式对 5 $^\circ C$ ~20 $^\circ C$ 的水温有较高的准确度, 对 20 $^\circ C$ 以上的水温建议采用式(5.1)。

下面来分析一个例子: 气温 $t_a=10^\circ C$, 风速 $u_a=2m/s$, 相对湿度为 75%, 自然水温 11 $^\circ C$, 被冷却后平均降温 3 $^\circ C$ 。表 5.1 为被冷却前后各项换热量的对比。

表 5.1 水体冷却前后水面各项换热量对比 (W/m^2)

项目	自然状态 ($t_s=11^\circ C$)		被冷却状态 ($t_s=8^\circ C$)		得热量	
	φ_1	百分比	φ_2	百分比	$\varphi_1 - \varphi_2$	百分比
蒸发	32.3	8.1%	12.5	3.4%	19.8	39.6%
对流	5.1	1.4%	-10.2	2.8%	15.3	30.6%
辐射	357.8	90.5%	342.9	93.8%	14.9	29.8%
合计	395.2	100%	365.6	100%	50	100%

从上表的分析可知, 温度低于自然水体的弱温水体单位面积散热量比自然水体小, 这使得弱温水体的得热量大于散热量。这样, 被冷却水体的水温在流动过程中能得到一定的恢复, 热泵所要提取的部分热量能通过被冷却后的弱温水体吸收得到, 这部分热量实质上来源于太阳短波辐射和天空长波辐射。多数情况下,

弱温水体吸收到的热量小于热泵需要提取的热量,于是冬季水温会随着不断的取热和气温的下降而逐渐降低。冬季的水温降低程度取决于取热负荷的大小、气温的下降情况以及制热运行的起始水温。如果单位水体面积的取热负荷比较大或当地的冬季气温、水温较低,需要考虑设置冬季辅助加热装置。

对于超温水体,蒸发散热占水面总散热量的主体^[111];而表 5.1 表明弱温水体蒸发散热的减少量只占总散热减少量的 40%左右。这是因为水在高温状态下蒸发量随温度的升高而增长较快,在低温状态下则随温度的降低而减少较慢。由于被冷却后的水体经常低于气温,使得弱温水体能够通过对流从水面上方空气得热(表中的负号表示得热),这使得“对流”一项在总得热量中的比例较大。参照散热系数的表达方式,可以将得热系数的计算式表示如下:

$$K_d = 0.75 \left(\frac{\partial p_s}{\partial t_s} + \rho_0 C_b \right) (9.2 + 0.46 u_a^2) + 4 \varepsilon \sigma_b (t_s + 273)^3 \quad (5.4)$$

弱温水体的得热系数较小,一般为 $15 \sim 22 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 。密度小于自然水体的温水会浮在上层,有利于水面的散热。而被冷却水的密度会略大于自然水体,被冷却的水会逐渐下沉,这不利于水面的得热。在工程实践中,应尽量提高排水速度,加大水流速度,使低温水与自然水体充分混合。

5.2 封闭地表水体水温变化的随机分析

地表水源热泵制冷运行时,不断地排出废热以及外部气象参数的作用都会给取水温度和水体的富营养化状况带来一定的影响。一定的封闭地表水体所能承受的散热负荷有一定的限度,否则会导致取水温度过高,使机组的运行工况恶化,降低系统的性能,还会加剧水体的富营养化状况。因此,有必要建立数学模型对气象参数和排热对水温的影响进行预测。

由于气象参数是随机过程,它作用于地表水体而使得水温也成为一个随机过程。确定性的方法只能得到水温的确定值,而无法知道水温在某一概率置信度下可能出现的被动范围以及水温在某一区间出现的概率。因此,采用随机分析的方法去研究水体的热特性将更有利于我们深刻了解水温的变化特点,揭示问题的本质,对地表水源热泵系统的优化设计具有参考价值。

在许多学科领域中,对问题的随机性的研究越来越受到重视。在建筑环境研究领域,自上世纪八十年代开始,国内外一些学者开始对建筑热环境的随机性进行研究。国外有泰国的 Tanthapanichakoon^[114]、加拿大的 Haghghat^[115-116]、瑞士的 Scartezzi^[117]和日本的 Hokoi^[118-119]等。在国内,清华大学江亿等从八十年代初开始建筑热环境随机分析的研究工作,取得了一系列具有国际领先水平的成果^[120-122]。在其他的一些学科领域,都有人在进行随机性的研究,但目前尚未见到

地表水温随机性研究方面的报道。本章针对封闭地表水体与外界换热以及接纳废热的特点，建立了相应的随机模型，用于研究封闭地表水体水温变化的随机性。

5.2.1 随机模型的建立

考虑到夏季气温高的时候水体的散热负荷往往比较大，本章研究夏季一天中气温高、散热负荷大的一段时间内水体温度变化的随机特性。

水体吸收的辐射热流通量(φ_{in})包括太阳辐射(φ_{sr})和大气长波辐射(φ_{ar})。太阳辐射受大气透明度、云量、太阳高度角等因素影响，具有随机性；大气长波辐射主要与气温有关，而气温的变化同样具有随机性。可见， φ_{in} 的变化受两方面随机因素的作用，必然也是一个随机过程，这一随机过程是马尔可夫(Markov)过程。马尔可夫过程是无后效性的过程，即：过程在“将来”的状态与“过去”的状态无关，只与“现在”的状态有关。

1827年英国生物学家布朗(Brown)观察到花粉颗粒在液面上作不规则的随机运动，提出了著名的“布朗运动”。1905年爱因斯坦(Einstein)首次对布朗运动这一物理现象建立了初步的模型。1918年维纳(Wiener)才对布朗运动作出了精确的数学描述，得出了许多有意义的性质，这一类随机过程也因此被称为维纳过程^[123]。维纳过程 $W(t)$ 是正态的马尔可夫过程，其形式导数是正态分布的白噪声，或称为 Gauss 白噪声。Gauss 白噪声具有均值为零以及相关函数为 δ 函数的优点，而且其 Gauss 性在线性变换下保持不变，因而经常被用来简化一些复杂、疑难的问题，大大地简化了系统的响应计算。在很多情况下，随机激励都近似于 Gauss 分布，因而在很多情况下假定系统所受激励为 Gauss 白噪声^[124]。维纳过程也因此而在许多自然科学和工程经济管理中得到广泛的应用^[123]。

将太阳辐射和大气长波辐射对水温的影响视为相互独立，并将辐射得热表示为确定性的趋势项和随机项之和。其中的随机项视为均值为零的正态随机过程，其相关函数近似为 δ 函数，则随机项可表示为 Gauss 白噪声，于是有：

$$\varphi_{in} = \bar{\varphi}_{sr} + \bar{\varphi}_{ar} + \sigma(t)\dot{W}_0(t) \quad (5.5)$$

$$\sigma(t) = \sqrt{\sigma_{sr}^2 + \sigma_{ar}^2} \quad (5.6)$$

式中的 $W_0(t)$ 为规范化维纳过程，其均值为零，方差等于 t ； $\dot{W}_0(t)$ 为标准 Gauss 白噪声， $\dot{W}_0(t) = dW_0(t)/dt$ 。 $\sigma(t)$ 为随时间变化的辐射得热的标准差， $\bar{\varphi}_{sr}$ 和 $\bar{\varphi}_{ar}$ 分别为单位面积水面吸收的太阳辐射和大气长波辐射随时间变化的均值， V 和 A 分别为水池的存水量和面积。 σ_{sr} 和 σ_{ar} 分别为单位面积水面吸收的太阳辐射和大气长波辐射逐时的标准差。

逐时散热负荷受随机气象参数等诸多随机因素的影响，也具有一定的随机性。由于影响逐时散热负荷随机性的因素较多，而且与逐时水温之间存在着一定

的相关性,要确定某一天逐时散热负荷的随机特征相当困难。在这种情况下,为了使问题有解,往往需要将问题简化。考虑到气象参数对水温变化的影响最大,为了降低问题的复杂性,这里只研究气象参数随机性对水温的影响,将一天中的逐时散热负荷看成是确定量。

将封闭地表水体温度的变化过程看作是一个马尔可夫过程,并且假设封闭地表水体热混合均匀,根据水体热平衡原理,可以建立如下的水温随机微分方程:

$$\frac{dT(t)}{dt} = \frac{A\bar{\varphi}_{sr} + A\bar{\varphi}_{or} + Q_L - A\varphi_{out}}{\rho Vc} + \frac{A\sigma(t)}{\rho Vc} W_0(t) \quad (5.7)$$

式中的 φ_{out} 为单位面积水面的总散热量。令 $W(t) = (A\sigma(t)/\rho Vc)W_0(t)$, $W(t)$ 的方差为时间 t 的函数。由于 σ_{sr} 或 σ_{or} 作用下的温升等于 φ_{sr} 或 φ_{or} 所引起温升的标准差,可以将 $W(t)$ 的方差表示为:

$$D[W(t)] = \gamma^2 t = \Delta T(t, \sigma_{sr})^2 + \Delta T(t, \sigma_{or})^2 \quad (5.8)$$

式中的 $\Delta T(t, \sigma_{sr})$ 和 $\Delta T(t, \sigma_{or})$ 分别为 σ_{sr} 和 σ_{or} 作用下的池水温升(作用时间为 t); γ^2 为 $W(t)$ 的强度,是一个常数;并且有: $W(t) = \gamma W_0(t)$ 。

水温初始值的测量过程中存在着随机误差,模型将水温分布视为均匀也会使不同测点处的水温测量值与平均水温之间存在误差,因此水温初始值存在着不确定性。将初始值作为随机变量处理,并且认为服从正态分布。在确定水温的初始均值和初始标准差时,在水池中随机选取 n 个测点进行测试,然后用式(5.9)和式(5.10)分别计算初始均值和初始方差。

$$E[T(t_0)] = T_0 = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{n} \quad (5.9)$$

$$D[T(t_0)] = \sigma_0^2 = \frac{\sum_{i=1}^n [T_i - T_0]^2}{n} \quad (5.10)$$

式中的 T_i 为第 i 个测点所测得的水温, T_0 和 σ_0 分别为初始均值和初始标准差。

5.2.2 随机模型参数的确定

对于逐时太阳辐射的计算,这里采用半正弦模型^[125]:

$$\varphi_{sr} = \frac{\pi\varphi}{2(b-a)} \sin\left(\frac{t-a}{b-a}\pi\right) \quad a < t < b \quad (5.11)$$

式中, a 、 b 分别为日出和日落时刻,日出和日落时刻的太阳辐射均为零。 φ 为太阳日总辐射。于是,水面吸收的太阳辐射的逐时均值为:

$$\bar{\varphi}_{sr} = (1-r_s)E(\varphi_{sr}) = \frac{\pi(1-r_s)}{2(b-a)} \sin\left(\frac{t-a}{b-a}\pi\right) E(\varphi) \quad (5.12)$$

式中的 $E(\varphi)$ 为太阳日总辐射的期望值,可以由该日所在月份太阳日总辐射的多

年月平均值取均值而成, 反射率 r_s 取 0.1。

水面吸收的太阳辐射的逐时标准差为:

$$\sigma_{sr} = \frac{\pi(1-r_s)}{2(b-a)} \sin\left(\frac{t-a}{b-a}\pi\right) \sigma(\varphi) \quad (5.13)$$

式中的 $\sigma(\varphi)$ 为太阳日总辐射的标准差, 可由该日所在月份多年的太阳日总辐射统计分析得出。

将一天中逐时气温的变化视为一阶简谐波, 逐时气温的计算式为^[126]:

$$T_a = T_m + A_d \cos(15t - 225) \quad (5.14)$$

式中的 T_m 为日平均气温, A_d 为日气温波幅, $A_d = T_{max} - T_m$ 。

大气长波辐射主要取决于气温, 用式 (3.7) 计算。将气温视为正态随机过程, 考虑到大气辐射的均值难以直接求出, 在某一范围内用最佳一次逼近多项式代替大气辐射的计算式。如果取气温的波动范围为 [25, 39], 根据最佳一次逼近多项式的计算方法^[127], 可求出在该范围内 $(T_a + 273)^4$ 的最佳一次逼近多项式为:

$$(T_a + 273)^4 \approx (50.3372 + 1.1355T_a) \times 10^8 \quad (5.15)$$

则水面吸收的大气长波辐射的逐时均值为:

$$\begin{aligned} \bar{\varphi}_{ar} &= \varepsilon_a \sigma_b (1-r_a) E[(T_a + 273)^4] \\ &\approx \varepsilon_a \sigma_b (1-r_a) [50.3372 + 1.1355E(T_a)] \times 10^8 \\ &\approx \varepsilon_a \sigma_b (1-r_a) [50.3372 + 1.1355E(T_m) \\ &\quad + 1.1355E(A_d) \cos(15t - 225)] \times 10^8 \end{aligned} \quad (5.16)$$

式中的 ε_a 取月平均云量时的天气发射率, 反射率 r_a 取 0.03。日平均气温和日气温波幅的均值由该日所在月份多年的数据统计出。

令 $C = \varepsilon_a \sigma_b (1-r_a)$, 则水面吸收的大气长波辐射的逐时方差可表示为:

$$\begin{aligned} \sigma_{ar}^2 &= E[(\varphi_{ar} - \bar{\varphi}_{ar})^2] \\ &= E(\varphi_{ar}^2 - 2\varphi_{ar}\bar{\varphi}_{ar} + \bar{\varphi}_{ar}^2) \\ &= C^2 E[(T_a + 273)^8] - \bar{\varphi}_{ar}^2 \end{aligned} \quad (5.17)$$

同样取气温的波动范围为 [25, 39], 可以求出在该范围内 $(T_a + 273)^8$ 的最佳一次逼近多项式为:

$$(T_a + 273)^8 \approx (12.3516 + 1.971461T_a) \times 10^{18} \quad (5.18)$$

将式 (5.16) 及式 (5.18) 代入式 (5.17), 便可求出 σ_{ar}^2 。

5.2.3 随机微分方程的解过程的数字特征

5.2.3.1 水面总散热量计算式的线性化

水面散热量包括辐射、蒸发和对流三部分, 水面总散热量是水温的非线性函

数。为了能够得到随机微分方程解过程的方差的解析解，在这里将非线性的水面总散热量计算式近似表示为水温的线性函数。

超热水面的散热量主要与水面风速和水温有关，气温对水面散热量的影响较小，取夏季高温时段的平均气温 \bar{T}_a 。空气的水蒸汽分压力对蒸发散热量的影响较大，而水蒸汽分压力又取决于含湿量。尽管相对湿度随气温的变化会有较大的波动，但含湿量在一天内的变化较小，取夏季高温时段的平均含湿量来计算水蒸汽分压力。笔者计算了平均风速为 2m/s、水面上平均气温为 31℃ 和平均水蒸汽分压力为 3 000 Pa (平均含湿量为 19g/kg 干空气) 时不同水温下的水面总散热量，计算结果如图 5.1 所示。可以看出，水面总散热量与水温之间基本上呈线性关系，单位面积总散热量可以用如下的拟合关系式近似地计算出：

$$\varphi_{out} = 32.956T - 432.47 \quad (5.19)$$

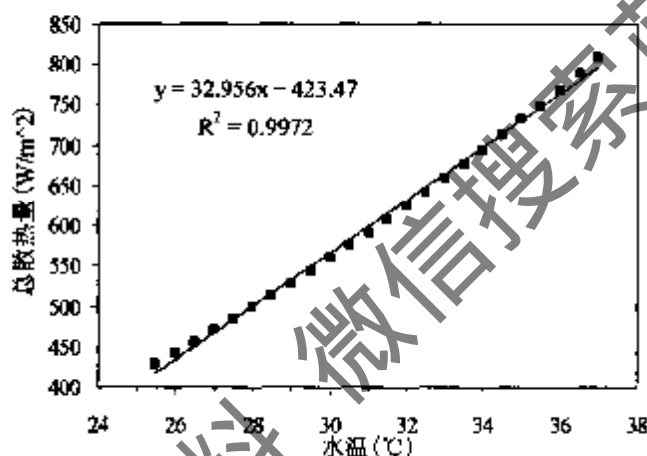


图 5.1 不同水温下的水面总散热量

5.2.3.2 水温的逐时均值

将水面总散热量线性化以后，方程 (5.7) 成为一个线性的伊藤随机微分方程，将其改写为如下的形式：

$$dT(t) = \left[-\frac{Ak}{\rho Vc} T(t) + \frac{Ab + Q_L + A\bar{\varphi}_{sr} + A\bar{\varphi}_{ar}}{\rho Vc} \right] dt + \gamma dW_0(t) \quad (5.20)$$

式中的 k 和 b 为单位面积水面总散热量计算式中的系数，通过拟合得出。令： $\alpha = Ak/\rho Vc$ ， $\beta = (Ab + Q_L + A\bar{\varphi}_{sr} + A\bar{\varphi}_{ar})/\rho Vc$ ，方程简化为：

$$dT(t) = (-\alpha T(t) + \beta)dt + \gamma dW_0(t) \quad (5.21)$$

根据随机微分方程理论：伊藤线性随机微分方程的解过程是正态随机过程的充要条件是初始条件中的 $T(t_0)$ 为正态随机变量或常量^[128]。在这里认为水温初始值服从正态分布。因此，若将气象过程视为非平稳的正态随机过程，在夏季气象过程的作用下，方程的解过程也是一个正态随机过程。

根据文献[128]得出的推论，方程的解过程及其均值可用以下的式子表示：

$$T(t) = e^{-\alpha(t-t_0)} \left[T(t_0) + \int_{t_0}^t e^{\alpha(\tau-t_0)} \beta(\tau) d\tau + \int_{t_0}^t \gamma e^{\alpha(\tau-t_0)} dW_0(\tau) \right] \quad (5.22)$$

$$\begin{aligned} E[T(t)] &= e^{-\alpha(t-t_0)} \left[T_0 + \int_{t_0}^t e^{\alpha(\tau-t_0)} \beta(\tau) d\tau + \int_{t_0}^t \gamma e^{\alpha(\tau-t_0)} dE[W_0(\tau)] \right] \\ &= e^{-\alpha(t-t_0)} \left[T_0 + \int_{t_0}^t e^{\alpha(\tau-t_0)} \beta(\tau) d\tau \right] \end{aligned} \quad (5.23)$$

由于 $\beta(\tau)$ 中的散热负荷表示为逐时变化的离散值,没有一个统一的 $\beta(\tau)$ 的表达式,在这里不便于用式(5.23)来计算水温的逐时均值。事实上,水温逐时均值就是太阳辐射均值、大气辐射均值及散热负荷作用下的水温逐时值。因此,水温逐时均值就是方程(5.20)没有随机项时的常微分方程的解,采用第四章4.4中曾使用过的四阶龙格-库塔方法可以求出该常微分方程的数值解。

5.2.3.3 水温的逐时方差

根据式(5.22)、式(5.23)以及 $W_0(t)$ 均值为零的特点,可以将随机过程的方差表示为:

$$\begin{aligned} D[T(t)] &= E\{[T(t) - E[T(t)]]^2\} \\ &= E\left\{ \left[T(t_0)e^{-\alpha(t-t_0)} - T_0e^{-\alpha(t-t_0)} + \gamma e^{-\alpha(t-t_0)} \int_{t_0}^t e^{\alpha(\tau-t_0)} dW_0(\tau) \right]^2 \right\} \\ &= \sigma_{\eta}^2 e^{-2\alpha(t-t_0)} + \gamma^2 e^{-2\alpha t} E\left\{ \left[\int_{t_0}^t e^{\alpha\tau} dW_0(\tau) \right]^2 \right\} \end{aligned} \quad (5.24)$$

上式中的积分为伊藤随机积分。在区间 $[t_0, t]$ 上引入一组分点 $t_0 = \tau_0 < \tau_1 < \tau_2 < \dots < \tau_n = t$, 令: $\Delta_n = \max_{1 \leq k < n} (\tau_k - \tau_{k-1})$, 根据伊藤随机积分的定义^[129], 有:

$$\begin{aligned} E\left\{ \left[\int_{t_0}^t e^{\alpha\tau} dW_0(\tau) \right]^2 \right\} &= E\left\{ \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta_n \rightarrow 0}} \sum_{k=1}^n e^{\alpha\tau_{k-1}} [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})] \right\}^2 \\ &= E\left\{ \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta_n \rightarrow 0}} \sum_{k=1}^n e^{2\alpha\tau_{k-1}} [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})]^2 \right. \\ &\quad \left. + \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta_n \rightarrow 0}} \sum_{\substack{k=1, j=1 \\ k \neq j}}^n e^{\alpha\tau_{k-1}} e^{\alpha\tau_{j-1}} [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})] \times [W_0(\tau_j) - W_0(\tau_{j-1})] \right\} \\ &= \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta_n \rightarrow 0}} E\left\{ \sum_{k=1}^n e^{2\alpha\tau_{k-1}} [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})]^2 \right\} \end{aligned}$$

$$+ \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta_n \rightarrow 0}} E \left\{ \sum_{\substack{k=1, j=1 \\ k \neq j}}^n e^{\alpha \tau_{k-1}} e^{\alpha \tau_{j-1}} [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})] \times [W_0(\tau_j) - W_0(\tau_{j-1})] \right\} \quad (5.25)$$

上式中的极限符号用来表示均方极限。由于维纳过程 $W_0(t)$ 的均值为零，且 $W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})$ 与 $W_0(\tau_j) - W_0(\tau_{j-1})$ 是相互独立的^[129]，可以得到：

$$E \left\{ e^{\alpha \tau_{k-1}} e^{\alpha \tau_{j-1}} [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})] \times [W_0(\tau_j) - W_0(\tau_{j-1})] \right\} = e^{\alpha(\tau_{k-1} + \tau_{j-1})} E \{ W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1}) \} \times E \{ W_0(\tau_j) - W_0(\tau_{j-1}) \} = 0 \quad (5.26)$$

根据规范化维纳过程的有关性质^[129]，可得到：

$$E \{ [W_0(\tau_k) - W_0(\tau_{k-1})]^2 \} = \tau_k - \tau_{k-1} \quad (5.27)$$

最后可以得到：

$$\begin{aligned} D[T(t)] &= \sigma_0^2 e^{-2\alpha(t-t_0)} + \gamma^2 e^{-2\alpha t} \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta_n \rightarrow 0}} \sum_{k=1}^n e^{2\alpha \tau_{k-1}} (\tau_k - \tau_{k-1}) \\ &= \sigma_0^2 e^{-2\alpha(t-t_0)} + \gamma^2 e^{-2\alpha t} \int_0^t e^{2\alpha \tau} d\tau \\ &= \sigma_0^2 e^{-2\alpha(t-t_0)} + \frac{\gamma^2}{2\alpha} [1 - e^{-2\alpha(t-t_0)}] \end{aligned} \quad (5.28)$$

可见，水温逐时方差的计算式与 β 无关，可以用来计算 β 不为常数时的解过程的方差。

5.2.4 随机模型的应用

位于长沙的一个水池面积为 560m^2 ，平均水深 1.5m ，欲将该水池应用于地表水源热泵。设热泵系统的运行时间为 $8:00 \sim 18:00$ ，这段时间内水温受辐射得热的影响逐渐升高，如果同时还要承担散热负荷，其水温升高幅度会更大，有必要研究水温的概率分布，这样有利于在系统设计中作出决策。下面计算 7 月高温时段中某一天其水温变化的随机特性。

水池的逐时散热负荷如图 4.7 所示。水温的初始均值为 29.3°C ，初始标准差为 0.3°C 。假设随着取水温度和水池热负荷的变化，排水温度也随之变化，使废热能够全部排入水中。取平均风速为 2m/s 、水面上平均气温为 31°C 、平均水蒸汽分压力为 3000Pa （平均含湿量 19g/kg ），根据式 (5.19)，方程 (5.20) 中的 k 和 b 分别为 0.032956 和 0.43247 。

长沙 7 月份的日出和日落时刻分别为 $4:00$ 和 $18:00$ 。以 $8:00$ 为起始时刻，取若干个不同的作用时间 t ，用四阶龙格-库塔方法分别计算出不同作用时间后

σ_{sr} 和 σ_{gr} 作用所导致的池水温升, 根据式 (5.8) 计算出若干个 μ^2 值, 然后取其平均值作为维纳过程 $W(t)$ 的强度。根据当地 7 月份气象参数的统计特征^[122], 计算出 $W(t)$ 的强度为 $1.9 \times 10^{-5} (\text{°C})^2/\text{s}$ 。

应用本章提出的水温随机模型及其求解方法对逐时的水温均值和方差进行了计算, 图 5.2 表示出了逐时水温均值和标准差。图中的水温均值实际上是在太阳辐射, 大气长波辐射逐时均值以及散热负荷作用下的水温值, 水温均值呈逐渐升高的态势, 从 29.3°C 升高至 32°C 。尽管式 (5.28) 中的第一项会以指数形式衰减, 但初始标准差的影响会以较快的速度衰减, 在维纳过程 $W(t)$ 的激励下, 水温的标准差逐渐增大。

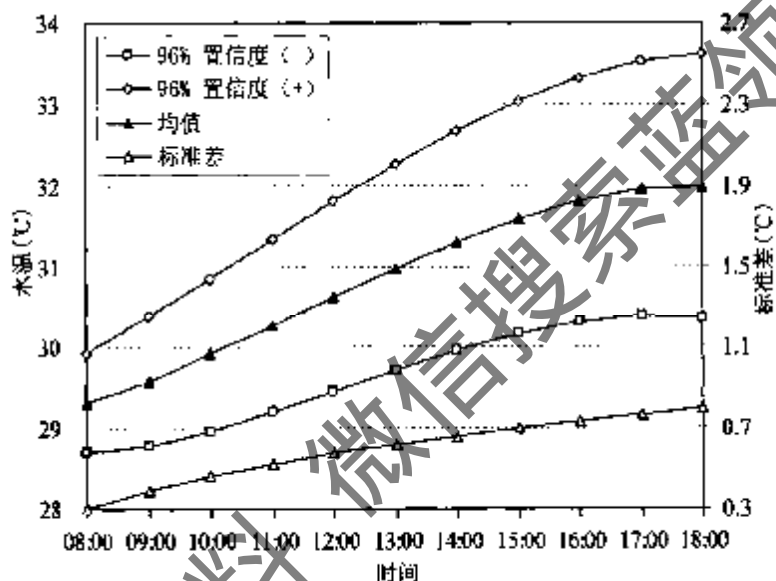


图 5.2 逐时均值、标准差和 96% 的概率置信度下水温的波动范围

从保证热泵机组效率和避免地表水体受到“热污染”的角度来讲, 在设计初期必须了解某一概率置信度下水温的波动范围。图 5.2 中表示出了不同时刻 96% 的概率置信度下水温的波动范围, 由于标准差逐渐增大, 水温的波动范围也逐渐增大。在 96% 的概率置信度下, 水温的最大值在 $30.4\text{°C} \sim 33.6\text{°C}$ 之间波动。也就是说, 水温高于 33.6°C 的可能性只有 2%, 这比大多数空调用冷却塔的最高出水温度要低。

假定每日水温初始均值的最高值为 29.3°C , 对于将池水直接通过热泵机组的开式系统, 如果将热泵机组进液温度的上限设定为 33.6°C , 且这个上限的不保证率取 2%, 这个水池的面积和深度能够满足要求。如果要追求更高的机组 COP, 将进液温度的上限调低至 33°C , 则上限的不保证率会增至 10.1%, 大大超出了 2% 的不保证率。在水体容积和散热负荷不变的情况下, 过多地降低进液温度上限是不可取的, 除非加大水体容积或降低负荷, 使进液温度上限的不保证率维持在较低的水平。这体现了机组性能的可靠性与水体容积、负荷之间的辩证关系。

从另一方面而言, 预测变量的标准差越小, 离散程度越小, 越有利于在系统

设计时进行决策。该例中标准差较小,如果要求进液温度上限的不保证率为1%(概率置信度为98%),则水温波动的最大值为33.83℃。可见,上限不保证率相当小的时候,不保证率对水温波动最大值的影响较小。这一特性有利于在进液温度上限的不保证率相当小的前提下确定合理的进液温度上限。

5.3 河流温排水的简化模型

在各类地表水中,河水也适合应用于水源热泵或作为工业用冷却水。实际应用时,在河道上游取水,吸收废热后在下游排出。这样,温排水不会对取水温度造成影响。但是,必须考虑温排水对下游水温的影响,以免造成“热污染”。在建造这类系统之前,有必要预测温排水对下游水温的影响。

废热水往往以射流的形式沿水面泄入湖、河或港湾等水域。这类射流具有一定的初始动量,由于射流与受纳流体之间的密度差,还会受到浮力的作用,因此被称为表面浮射流。对于紊动射流问题,目前采用的模型有两类:一类是 $k-\varepsilon$ 湍流模型,包括深度平均的二维 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[130]和三维的 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[131-132],但这种做法只对某些特殊的情形较为准确^[133]。如果模拟的区域较大时,花费的机时和费用不少。若采用简化近似,求解射流边界层偏微分方程,计算结果比应用射流积分模型改进不了多少^[133]。因此,常用的方法还是采用另一类模型——积分模型,同时结合量纲分析和实验资料来求解。

5.3.1 影响表面浮射流近区稀释速度的因素

温度高于自然水温的热水排出后,应尽可能地使过余温度得到较快的稀释。由于射流与受纳流体之间的速度差形成剪切,并造成卷吸掺混,形成了射流过余温度在近区的稀释。近区对于射流过余温度的稀释效果起着重要的作用,不少的水力学研究者对于射流在近区的稀释特性进行了大量的研究,其中比较系统的工作当属美国 Cornell 大学 DeFrees 水力学实验室的研究,其采用的模型为积分模型,开发了射流分析软件 CORMIX,能对单孔淹没射流、多孔淹没射流和表面浮射流三种射流进行模拟分析,其中的 CORMIX3 模块便是用来分析表面浮射流的^[134]。CORMIX3 对于静止水域射流(特别是近区)的分析预测比较准确,被一些研究者用来预测射流的近区特性^[108,135-136]。下面采用 CORMIX3 对静止水域不同情况下近区射流中心的过余温度(射流中心水温与自然水温之差)进行计算,进而分析影响表面浮射流近区稀释速度的因素。

首先对不同入射速度时的稀释特性进行了模拟。取自然水温为29.5℃,排水温度为37.3℃,排水温差7.8℃,排水量1320m³/h,图5.3所示为不同排水管径时过余温度的稀释情况。管径减小、流速增大后,近区的过余温度有比较明显的

下降,这说明加大入射速度能够加快稀释速度。但加大流速需要加大排水系统水泵的扬程,增加水泵功率,入射速度也不宜过大。

图 5.4 为管径 680mm、不同流量时过余温度的稀释情况,尽管水量加大会使稀释速度下降,但加大流量所带来的速度增加会使稀释速度加快。综合而言,流量增加后稀释速度略有增加,在小范围内增加流量并不会降低稀释速度。

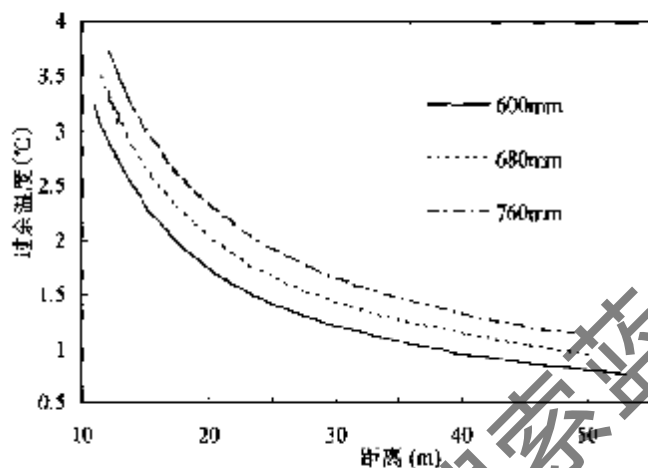


图 5.3 不同排水管径时近区过余温度的变化

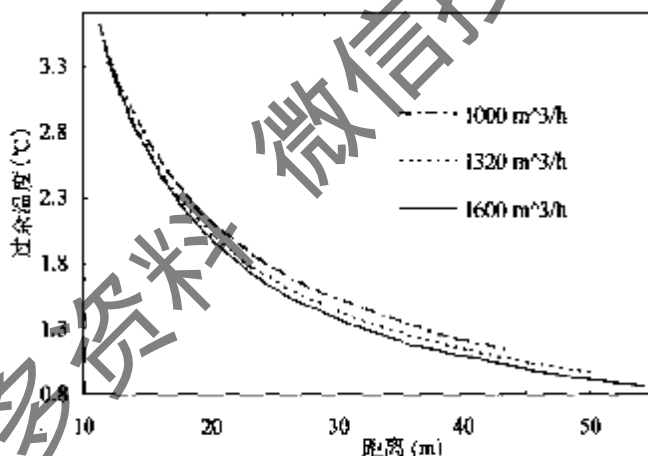


图 5.4 不同排水量时近区过余温度的变化

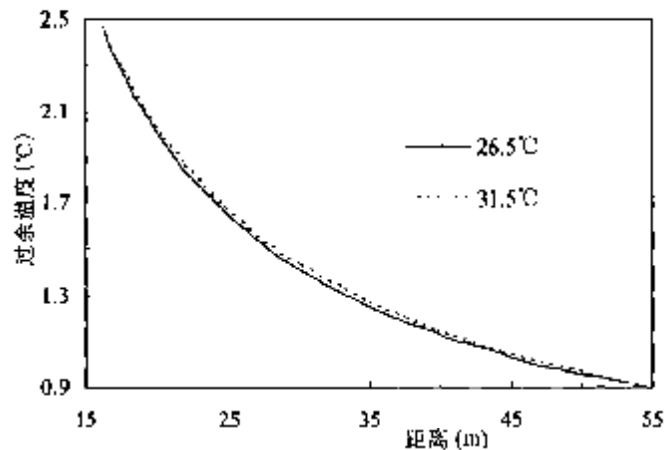


图 5.5 排水温差不变的前提下不同自然水温时近区过余温度的变化

自然水温无疑是影响稀释快慢的重要因素。同样的排水温度下，如果在近区卷吸的流体温度越低，稀释速度便会越快。在开式地表水源热泵系统运行时，自然水温受气象条件影响发生变化，而排水温差只与负荷有关，变化缓慢。鉴于这一实际情况，对排水温差不变而自然水温变化时的情形进行了模拟。排水温差为 7.8°C ，排水量为 $1\,320\text{ m}^3/\text{h}$ ，管径为 680 mm 。图 5.5 为排水温差 7.8°C 、自然水温为 26.5°C 和 31.5°C 时过余温度的稀释情况。可以看出，如果排水温差不变，在一定范围内改变自然水温几乎不会对稀释速度产生影响，近区末端水温与自然水温之差几乎不变。

5.3.2 横流作用下的表面浮射流

废热水沿水面泄入横流中时，表面浮射流受横流作用发生弯曲，逐渐转为与横流平行。横流作用下的浮射流比静止水域的浮射流要复杂些。其流动性质与当地的密度弗劳德数有关，密度弗劳德数表示为：

$$F_d = \frac{u}{(g^* h)^{1/2}} \quad (5.29)$$

$$g^* = \frac{\rho_a - \rho}{\rho_a} g \quad (5.30)$$

上式中的 g^* 为折减重力加速度， ρ_a 为周围河水的密度， ρ 为射流的密度， h 为射流的厚度， u 为水平流速。

射流的流量特征长度 L_Q 以及综合反映起始浮力和起始动量的特征长度 L_M 分别为：

$$L_Q = \frac{G_0}{M_0^{1/2}} = \sqrt{A_0} \quad (5.31)$$

$$L_M = \frac{M_0^{3/4}}{J_0^{1/2}} = \frac{(u_0 G_0)^{3/4}}{(g_0^* G_0)^{1/2}} \quad (5.32)$$

式中的 G_0 、 A_0 、 M_0 和 J_0 分别为起始流量、起始断面的面积、起始动量和起始浮力。当 x 很小时， $F_d \gg 1$ ，惯性力起主导作用，射流受动量支配，在两侧和底部卷吸周围流体发生掺混。与动量射流一样，浮射流同样存在射流起始段。起始段以后射流进入动量主导段，特征与动量射流类似。随着浮力和自由表面的作用，射流断面不断变形，横向不断扩展，厚度不断减薄，射流逐渐进入浮力主导段。特征长度 L_M 便成为射流从动量

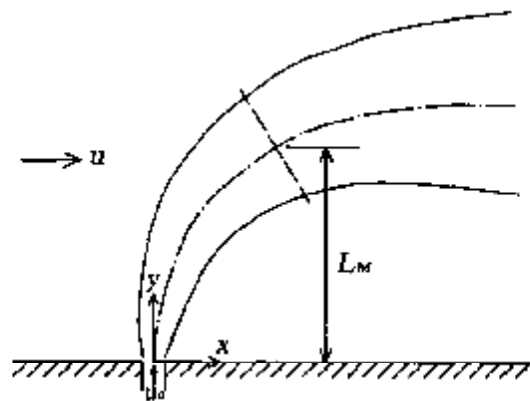


图 5.6 横流作用下的表面浮射流

主导段向浮力主导段过渡的标志， L_M 也因此被称为“Jet-to-Plume Length Scale”^[133]。进入浮力主导段，由于动量衰减，射流在横流的作用下发生明显的弯曲，直至完全与横流平行，如图 5.6 所示。基于以上的分析，本章建立的简化模型将离岸边 L_M 处的射流抽象为点热源，将射流对下游水温的作用过程看成是离岸边 L_M 处点热源的连续排放过程。

与河岸垂直的射流段面积与水域面积相比小得多，在这里不考虑该射流段表面散热的影响，离岸边 L_M 处连续点热源单位时间内散发的热量等于射流在单位时间内排入的热量：

$$q_0 = \rho_0 G_0 c \theta_0 \quad (5.33)$$

式中的 θ_0 为排水与河水的温差， G_0 为排水量 (m^3/h)， ρ_0 为排水的密度 (kg/m^3)。

要计算热水带的温度分布，需要事先知道热水带宽度和厚度随分布情况。由于水深远小于河宽，垂向扩散会很快完成，排水口下游需要模拟分析的区域的热热水层厚度一般可视为等于水深，下游热水层的宽度则取决于横向扩散的快慢。

用如下的方法计算离岸边 L_M 处射流的起始半宽 b_{nb} ^[37]。先计算出不受浮力影响时的基准值 b_{nb} ，

$$b_{nb} = \frac{b_1 L_M}{\sin \beta} \quad (5.34)$$

式中的 β 为排水方向与河岸的夹角，Holley 和 Jirka 建议 b_1 的值取 0.11^[137]。然后根据浮力修正系数 c_b 的值求出 b_{nr} 和 b_{nr} ，

$$c_b = \left(1 + \frac{0.045(L_M - L_0)^{5/2}}{L_M b_{nb}^{3/2}} \right)^{2/3} \quad (5.35)$$

$$b_{nr} = b_{nb} c_b \quad (5.36)$$

式中的 L_0 为起始段长度。将表面射流看成淹没自由射流的下半部分，其起始段的长度与相应的动量射流相同。参照经典紊动射流理论^[138]，有：

$$L_0 = 5.2 \times 2h_0 \quad (5.37)$$

式中的 h_0 为明槽表面出流的起始水深。下游的半宽 b_n 的计算式为^[137]：

$$b_n(x) = \left[\frac{\pi E_y (x - x_i)}{u} + b_{nr}^2 \right]^{1/2} \quad (5.38)$$

式中的 x_i 为起始点(离岸边 L_M 处)的坐标，如果 L_M 处的偏移量与下游计算距离 x 相比很小，为了计算方便一般忽略 L_M 处的偏移量，将其看成是位于 y 轴上的点源。 E_y 为横向扩散系数，天然河流的纵横剖面变化较大，边岸不规则，河底的粗糙情况是变化的，这些都会加剧横向的扩散；而且不同断面的横向扩散系数往往不同，需要分别计算。

5.3.3 下游移流扩散的简化方程

对于常见的缓流河段，横向流速和垂向流速很小，可以忽略；断面上纵向流速分布较均匀，可以将其视为均匀明渠流。离岸边 L_M 处点热源的连续排放过程成为连续点热源作用下均匀流中的移流扩散过程。为了避免复杂的数值解法，应当使下游移流扩散的方程具有解析解。因此，对下游的流动过程作如下的简化：

(1) 一般情况下，热量在河流中的纵向扩散、离散作用远小于纵向推流作用，忽略纵向扩散、离散作用，只考虑纵向推流的作用。

(2) 废热水采用稳定连续排放方式，将河流温度分布视为定常。

(3) 由于河流的深度与河流的长度以及宽度相比要小得多，假定在深度方向上达到了均匀混合，只考虑深度平均水温 and 深度平均流速。

(4) 将河底和河岸视为绝热。

在以上假设的基础上，列出如下的深度平均能量方程：

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} = E_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} - \frac{K_s \theta}{1000 \rho c H} \quad (5.39)$$

令： $M = \frac{K_s}{1000 \rho c H}$ ，取 K_s 、 H 为平均值，则 M 可以视为常数。式 (5.39) 可改写为：

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} = E_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} - M \theta \quad (5.40)$$

式中， θ 为过剩温度 (超温水体与未受影响河水之间的温差)， u 为纵向平均流速 (m/s)， H 为受热水影响的河水深度 (m)， ρ 为河水的密度 (kg/m³)。

5.3.4 有限空间内均匀水流中连续点热源扩散的解析解

一些环境水力学著作讨论了无限空间内均匀水流中连续污染源扩散问题的解析解^[52,60,134]。前面建立的简化模型需要考虑边界限制和水面散热，下面讨论考虑边界限制和水面散热时连续点热源扩散问题的解析解。

5.3.4.1 无边界限制时的情况

考虑如图 5.7 所示的无限空间情形。点热源位于原点处，流速沿横向分布均匀，断面上各处的水深相等，故 x 轴两侧的等温线互为对称，对上半部分讨论即可。为了得到二维方程的边界条件，先讨论纵向一维的情形。由于忽略了纵向扩散、离散作用，只考虑纵向推流作用，可以得到以下的一维方程：

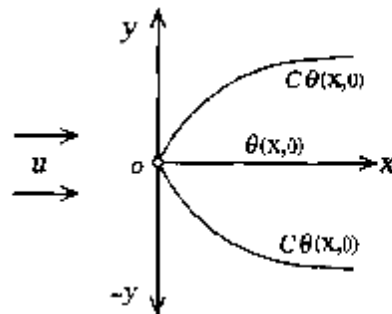


图 5.7 均匀流中的连续点源

$$u \frac{d\theta}{dx} = -M\theta \quad (5.41)$$

以上常微分方程的解为:

$$\theta = \theta_0 \exp\left(-\frac{Mx}{u}\right) \quad (5.42)$$

上式中的 θ_0 为原点处的深度平均水温。相应地, 下游水域单位面积在单位时间内吸收的热量 q_x 为:

$$q_x = q_0 \exp\left(-\frac{Mx}{u}\right) \quad (5.43)$$

解析解一般在边界条件较为简单的情况下获得。基于图 5.7 和式 (5.43) 可以将除原点以外的边界条件确定为:

$$\theta(x, \infty) = 0 \quad (5.44)$$

$$\theta(0, y) = 0 \quad (5.45)$$

$$\int \rho c u \bar{H} \theta(x, y) dy = \frac{q_0}{2} \exp\left(-\frac{Mx}{u}\right) \quad (5.46)$$

式中的 \bar{H} 为断面 x 处的平均水深。

对式 (5.40) 进行拉普拉斯变换。用 $\theta_L(s, y)$ 表示 $\theta(x, y)$ 关于变量 x 的拉普拉斯变换, 即:

$$\theta_L(s, y) = L[\theta(x, y)] = \int_0^{\infty} e^{-sx} \theta(x, y) dx \quad (5.47)$$

根据拉氏变换的微分定理和式 (5.45), 可以将式 (5.40) 变换为:

$$\frac{d^2 \theta_L}{dy^2} - \frac{M + us}{E_y} \theta_L = 0 \quad (5.48)$$

式 (5.48) 的特征多项式为:

$$\lambda^2 - \frac{M + us}{E_y} = 0 \quad (5.49)$$

其特征根为:

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{M + us}{E_y}} \quad (5.50)$$

其通解为:

$$\theta_L = Ae^{\lambda_1 y} + Be^{\lambda_2 y} \quad (5.51)$$

由式 (5.44) 可知, $\theta_L(s, \infty)$ 有界, 故式 (5.51) 中的特征根只能取负值, 不存在 λ_1 , 于是有:

$$\theta_L = Be^{\lambda_2 y} \quad (5.52)$$

对式 (5.52) 的两边积分可得:

$$\int_0^{\infty} \theta_L(s, y) dy = -\frac{B}{\lambda_2} \quad (5.53)$$

对式(5.46)的两边作拉普拉斯变换, 有:

$$\begin{aligned} L\left[\int_0^{\infty} \rho c u \bar{H} \theta(x, y) dy\right] &= \int_0^{\infty} \rho c u \bar{H} L[\theta(x, y)] dy = \rho c u \bar{H} \int_0^{\infty} \theta_L(s, y) dy \\ &= \frac{q_0}{2} L\left[\exp\left(-\frac{Mx}{u}\right)\right] = \frac{q_0}{2} \int_0^{\infty} e^{-\left(s+\frac{M}{u}\right)x} dx = \frac{q_0}{2} \left(s+\frac{M}{u}\right)^{-1} \end{aligned} \quad (5.54)$$

结合式(5.53)、式(5.54), 然后将 λ_2 代入, 可得到:

$$B = -\frac{\lambda_2 q_0}{2 \rho c u H} \left(s + \frac{M}{u}\right)^{-1} = \frac{q_0}{\rho c H \sqrt{4uE_y}} \left(\sqrt{s + \frac{M}{u}}\right)^{-1} \quad (5.55)$$

将 λ_2 、 B 代入式(5.52), 可得到:

$$\theta_L(s, y) = \frac{q_0}{\rho c H \sqrt{4uE_y}} \left(\sqrt{s + \frac{M}{u}}\right)^{-1} \exp\left(-\frac{y}{\sqrt{4E_y}} \sqrt{s + \frac{M}{u}}\right) \quad (5.56)$$

对式(5.56)进行拉普拉斯逆变换, 可得到解析解为:

$$\theta(x, y) = \frac{q_0}{\rho c H \sqrt{4uE_y} x} \exp\left(-\frac{Mx}{u}\right) \exp\left(-\frac{uy^2}{4E_y x}\right) \quad (5.57)$$

5.3.4.2 考虑边界限制时的情况

前面讨论的是无限空间中的情形, 下面讨论考虑两边的边界限制时方程(5.40)的解析解。如果将河岸近似看成是直线并且是绝热的, 可以采用映像法来计算边界反射。

一些环境水力学著作讨论的都是河中心污染源排放时的双边反射问题^[52,60,138]。在这里, 点热源并不位于河中心。如图 5.8 所示, 河中点热源的坐标为 $(0, y_0)$, 河宽为 B 。在与点源关于上下边界对称的位置处设两个映像虚拟点源, 其强度与实际点源的强度相同, 位置分别为 $y = -y_0$ 和 $y = 2B - y_0$ 。按照迭加原理, 没有边界时实际源与虚拟源解的迭加等价于有边界时实际源的解。不过, $y = -y_0$ 处的虚拟源在上边界处仍会产生反射, 需要在 $y = 2B + y_0$ 处设置虚拟源来抵消, 如此类推, 要求在 $y = -2B - y_0$ 、 $y = 4B + y_0$ ……等处设一系列的虚拟源。同样, 对于 $y = 2B - y_0$ 处的虚拟源也要求在 $y = -2B + y_0$ 、

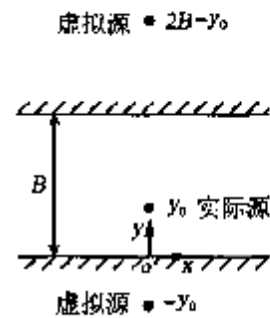


图 5.8 映像法原理图

$y = 4B - y_0$ 、 $y = -4B + y_0$ ……等处设一系列的虚拟源。理论上要求设置无数的映像虚拟点源才能完全代替边界反射的作用，迭加后河中连续点热源作用下 (x, y) 处的过余温度为：

$$\theta(x, y) = \frac{\rho_0 G_0 \theta_0}{\rho H \sqrt{4\pi E_y t x}} \exp\left(-\frac{Mx}{u}\right) \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left\{ \exp\left[-\frac{u(y - 2nB - y_0)^2}{4E_y x}\right] + \exp\left[-\frac{u(y - 2nB + y_0)^2}{4E_y x}\right] \right\} \quad (5.58)$$

在实际应用中，只需要计算有限项，考虑 1—2 次边界反射已经比较精确^[138]。

5.3.5 模型的验证与应用

火电厂温排水是常见的一类温排水形式，下面对株洲电厂温排水对下游水温分布的影响进行模拟，并与实测结果进行对比。

株洲电厂位于湖南省株洲市北区，湘江北岸白石港处。电厂的废热水由上游、下游两个排水槽以岸边表面射流的方式排入湘江。在 1996 年 2 月 9 日和 2 月 10 日，对株洲电厂冷却水的水温与流量、排水槽下游河段的地形、水文状况以及温度场进行了同步原体观测^[139-140]。附近河段的平均水面宽度约 450m，平均流速 0.32m/s。上游排水槽的流量为 5.92m³/s，出口流速为 2m/s，排水温差为 10℃；下游排水槽的流量为 7.7m³/s，出口流速为 3.5m/s，排水温差为 12℃；未受影响的河水水温为 9.8℃。选取 4 个断面进行测试，每个断面的测点为 4~5 个。各测试断面的参数见表 5.2 和表 5.3，表中的数据来自文献[139-140]。

表 5.2 各测试断面的参数

项目	断面 A	断面 B	断面 C	断面 D
断面距上游排水口距离(m)	300	360	540	790
断面距下游排水口距离(m)	140	200	380	630
平均水深(m)	3.6	3.2	5.4	4.6
横向扩散系数(m ² /s)	0.381 2	0.235 3	0.569 3	0.617

表 5.3 各断面观测点距排水侧河岸的横向距离 (m)

断面号	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
A	42	64	92	109	—
B	14	42	66	84	102
C	18	46	78	104	124
D	24	52	70	97	127

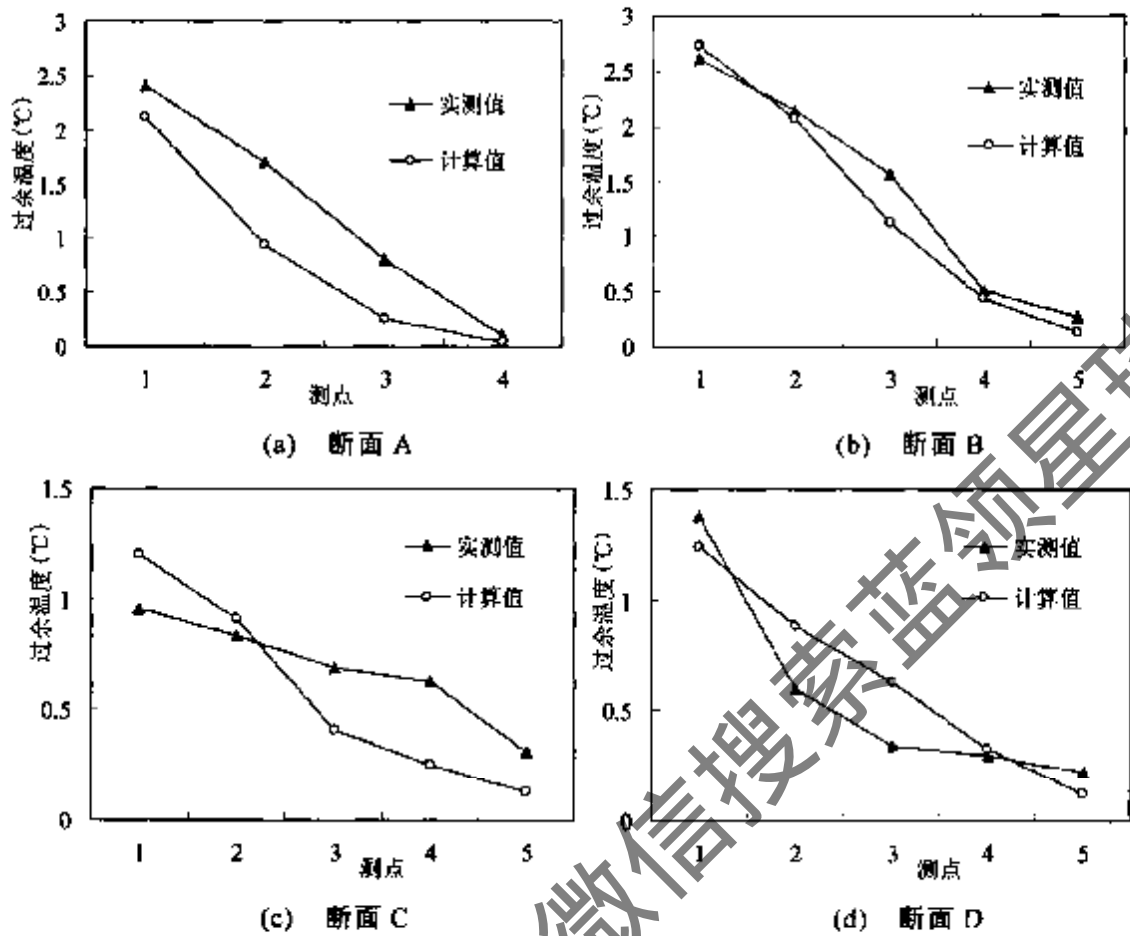


图 5.9 各断面过余温度的计算值与实测值的对比

首先应确定 A、B、C、D 四个断面处受影响的热带宽度。经计算，这四个断面处的热带宽度都超过了各断面最远的测点，这说明四个断面上各测点处的水温都超过了未受影响的河水水温。上游和下游排水口的特征长度 L_M 分别为 21.7m 和 31m，各测点处的水温等于上游和下游两个点热源在该处作用的迭加。平均散热系数 K_s 取为 $26.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ，采用本文提出的简化模型计算出各断面上的水温分布，并与实测值进行对比，实测数据来自文献 [139-140]，图 5.9(a)~(d) 所示为各测点处的实测和计算的过余温度分布情况对比。

对比结果表明：断面 B 上各测点的计算值与实测值较为吻合。在其它断面的一些测点处实测值比计算值大，这是因为计算时假设各断面垂向混合均匀，并且采用各断面的平均水深计算深度平均水温。实际上，各断面并不能达到均匀的垂向混合，表层的水温往往要高一些，而下面的水温要低一些。实测时测量的都是 1m 以内的表层水温，会比计算值大一些，断面平均水深越大，误差越大。相对而言，断面 B 的平均水深最小，因此其误差也比较小，断面 B 上各测点的计算值与实测值吻合的比较好。

在断面 C 上的测点 1 和断面 D 上的测点 2 和 3 处，计算值比实测值大 $0.24 \text{ C} \sim 0.29 \text{ C}$ 。究其原因，可能有两方面：一是测量的误差所致；二是这三处的实

际水深比计算用的断面平均水深偏大,使得实测值比计算值还小一些。

综上所述,采用简化模型计算得出的下游水温变化规律、变化趋势与实测结果是相符的。考虑到测量有一定的误差,对于一个简化的模型而言,其精确程度能够满足水环境管理和热污染控制的计算实践中的精度要求,该模型具有简便、实用、有效的特点。

5.4 小结

与一些工业冷却水工程一样,地表水源热泵将地表水作为夏季制冷时的冷却水,散出空调废热;同时还可以将地表水作为冬季制热时的低位热源。这就有可能会给地表水的水环境带来一些影响。本章的研究重点在于地表水体接纳废热后预测其水温变化的新模型与新方法。

本章首先回顾了超温水体的散热机理,提出了“弱温水体”的概念,研究了地表水作为热泵低位热源时的水温恢复机理,分析了冬季弱温水体的得热机理,地表水源热泵所要提取的部分热量能通过弱温水体吸收得到,这部分热量实质上来源于太阳短波辐射和天空长波辐射。在此基础上提出了冬季弱温水体得热系数的计算公式。

在一些学科领域中,许多待研究的问题都不同程度地受到一些不确定因素的影响,考虑这些随机因素的影响已经成为深入研究问题的一个重要方向。本章针对封闭地表水体与外界换热以及接纳废热的特点,将水温变化过程看成是一个随机过程,首次建立了封闭地表水体水温变化的随机模型,并给出了随机微分方程解过程的数字特征的求解方法。针对一个实例进行了计算分析,计算结果有助于深刻认识水体的热特性。

建立了一个河流温排水的简化二维预测模型,该模型可以直接求出其解析解,无需采用复杂的数值解法。本章推导了该模型的解析解,并采用该模型对株洲电厂温排水对下游湘江水温的影响进行了预测,并与实测结果进行了对比。采用简化模型计算得出的下游水温变化规律、变化趋势与实测结果是相符的。其精确程度能够满足水环境管理和热污染控制的计算实践中的精度要求。

第6章 开式地表水源热泵制冷工况运行的自适应控制

从第二章的测试结果可以看出：水源侧的输配能耗对整个开式地表水源热泵系统性能的影响较大。因此，实施优化控制对降低系统的运行能耗具有十分重要的意义。本章提出了一种水-水热泵机组 (water-to-water heat pump unit) 制冷工况下水源侧变流量运行时的自适应控制方法，这种控制方法也适用于冷水机组的冷却水系统。

6.1 研究的背景与内容

6.1.1 传统的空调冷却水系统控制方法

在空调系统运行过程中，负荷随扰动的变化而变化，一年内达到设计负荷的时间在总运行时间中的比例比较小。另外，设计时往往还要乘上安全系数，机组的容量势必会偏大。因此，冷水机组在大多数时间内处于部分负荷运行状态。文献[141]对香港的旅馆建筑中冷水机组不同负荷率下的运行时间进行了调查，调查结果如表 6.1 所示。大于等于 50%满负荷的时间只占总运行时间的 32.8%。

表 6.1 冷水机组在不同负荷下运行时间的比例 (%)

负荷率	0-10	11-20	21-30	31-40	41-50	51-60	61-70	71-80	81-90	91-100
时间比例	0.23	3.5	14.4	27.6	21.5	13.6	9.1	6.7	2.3	1.1

在部分负荷下如何对系统进行有效的控制成为空调节能的关键。变流量水泵能够根据负荷的变化改变水量，降低输配系统能耗，但随之而来的问题也不容忽视。对于蒸发器侧，无论是制冷还是制热，水-水热泵机组的蒸发器进出水温度都较低，如果对蒸发器环路变流量，会使水流速不均匀，尤其是在一些转弯处更容易使流速减慢甚至形成不流动的“死水”，容易使局部的冷水产生结冻现象^[142]。如果蒸发温度降低，结冻的可能性会更大。为了保证机组的正常运行，通过蒸发器的水量应保持恒定，蒸发器侧的水泵一般为定流量泵。从另一方面来说，冷凝器侧的水量更大，冷凝器侧变流量运行的节能效果更明显。本章要探讨的便是制冷运行时蒸发器侧定流量，而冷凝器侧变流量运行时的优化控制问题。制热运行时蒸发器侧采用定流量运行的方式，其冷凝器侧变流量运行的控制一般采用定压差控制法，本文不做讨论。

对于冷凝器侧的变流量运行,目前有两种不同的观点。文献[143-144]认为冷却水变流量运行对冷却水泵节能的意义较大;而文献[145-146]则认为冷却水变流量对冷水机组效率的影响比较大,综合节能效果不佳,可能因小失大,且冷却水环路没有变流量的要求,不建议采用。笔者认为:之所以出现以上的争议,主要还是由于目前还缺乏一种有效的整体优化控制方法,使系统的总功率最小化。

目前,冷凝器侧变流量运行的控制方式多采用定温差控制法^[143,147]。尽管从理论上来说温差的大小可以反映负荷的大小,但在实际应用中这种方法存在以下问题:第一,设计温差一般为5℃,负荷在一定范围内变化给温差带来的变化比较小,而目前较好的水温传感器的精度仅为0.4℃左右^[142],反馈的温差信号与实际负荷状况之间的误差比较大,仅仅凭温差信号进行控制,容易导致误调节,水泵往往会频繁地启停;第二,冷凝器存水量较大,其固有的热惯性使得温差对扰动的反应迟钝,调节质量差。实际应用中,温差控制法很难使温差稳定在5℃,控制精度和控制效果比较差。第三,当机组处于或接近满负荷时,定温差控制法便无法进行调节。

文献[148]提出将冷凝器出水温度作为控制变量间接控制冷水机组的冷凝温度,该方法认为只要能保证冷却水量不低于最小流量要求,可以将冷凝器出水温度控制在机组安全运行的出水温度上限,最大限度地减少冷却水量。这一方法没有对水泵和机组能耗的变化特性作综合考虑,其控制过程带有一定的盲目性。这是因为在不少的情况下,仅仅以出水温度与其上限温度之差为反馈信号,往往会导致水泵功率偏低,机组功率偏高,系统的总功率反而不一定最低。

对于采用地表水或冷却塔的冷却水系统,机组在运行一段时间后冷凝器的污垢系数逐渐增加,换热效率下降,机组的运行特性发生变化。可见,有必要寻找一种调节质量好的控制方法,并且能够适应机组的不同负荷和不同状况,使系统的总功率最小化,这时有必要引入自适应控制策略。

6.1.2 自适应控制策略

传统的最优控制方法一般需要将控制过程用数学模型加以描述,并建立相应的目标函数,然后按照最优控制理论设计出相应的控制规律,对过程进行最优控制。对于最少能耗控制问题,设某系统有 n 个耗能的单元,第 i 个单元的功率为 $N_i(t)$,传统的最优控制方法通常将目标函数表示为从 t_0 到 t_f 时间步长内系统的总能耗:

$$J = \sum_{i=1}^n \int_0^T N_i(t) dt \quad (6.1)$$

传统的最优控制方法适用于那些过程特性事先已知,且在运行过程中不发生

变化的场合。由于制冷空调系统具有较强的动态特性,在运行过程中会受到一些外界因素的干扰。在如式(6.1)所示的目标函数中采用稳态模型,不能反映出系统的动态特性,各部件的能耗模型不够精确,势必会给最优控制带来较大的误差。如果采用较复杂的动态模型,运行过程中的一些特性参数会发生变化或系统受到一些无法测量的扰动因素影响,如传感器和下位机控制器输出信号易受外界电磁干扰等,传统的最优控制方法几乎无法实现,即使能实现,其控制效果很差且不稳定。

自适应控制技术最早出现于上世纪的50年代,首先被应用于飞机的自动驾驶^[149]。70年代以后,由于空间技术和过程控制的需要,在微电子和计算机等学科发展的带动下,自适应控制日益成为现代控制理论的重要领域^[150]。它与传统的最优控制方法的最大区别在于,能够在受控对象的动态特性具有未知性(不定性)的情况下对受控对象进行最优控制。这种控制通过不断地测量系统的输入、输出、状态或性能参数,逐渐了解和掌握受控对象。然后根据所得的过程信息,按照一定的设计方法作出控制决策,以更新控制器的结构、参数或控制作用,以便在某种意义下达到预期目标或控制效果的最优。一个自适应控制系统必然具有以下三个基本特征^[151]:

1. 过程信息的在线积累

在线积累过程信息的目的是为了降低受控系统原有的不定性。为此可用系统辨识的方法在线辨识受控系统的结构和参数,直接积累过程信息;也可以通过量测能反映过程状态的某些辅助变量,间接积累过程信息。在系统辨识中,结构的辨识比参数估计要困难得多。因此,自适应控制特别适用于那些结构已知但参数未知或参数随时间缓慢变化的受控系统,如制冷空调系统。

2. 可调控制器

可调控制器是指它的结构、参数或信号可以根据性能指标要求进行自动调整,这种可调性要求是由受控系统的不定性决定的。

3. 性能指标的控制

性能指标控制分为开环控制方式和闭环控制方式两种。开环控制不能根据系统实际达到的性能指标再作进一步的调整。而闭环控制则需要获取实际性能与预定性能之间的偏差信息,将其反馈后修改可调控制器,直到实际性能达到或接近预定的性能为止。

自寻最优控制是众多自适应控制系统类型中的一种。它利用过程本身所具有的极值特性,通过某种规律逐步调节控制变量,使控制指标逐渐逼近最优值^[151]。自寻优控制适用于被控制对象具有极值特性,并且极值特性会随扰动而发生漂移的场合。根据函数的极值原理,连续的可导函数在导数为零处取得极值。自寻最优控制通过调节控制变量,使某一种梯度值接近于零。

香港学者王盛卫针对香港地区采用中间换热器的海水冷却水系统,提出了一种将中间换热器海水侧压差作为控制变量的自适应控制策略^[152]。该方法在计算冷水机组功率梯度时作了较大程度的近似,准确度不够高;而且需要在线检测和在线辨识的参数较多,需要在线检测水泵和机组的实时功率。

本章所讨论的系统不存在中间换热器,冷凝器水量的变化会直接影响冷凝压力。图6.1表示的是蒸发压力一定时,压缩机功率与冷凝器水泵功率随冷凝压力 p_c 变化的曲线。随着冷凝压力的增大,压缩机功率逐渐增大,而水泵功率逐渐减小,总功率曲线在某一冷凝压力处出现极值。随着负荷率、进水温度和冷凝器换热效率等的变化,极值点会发生漂移。本文提出的自适应控制方法将总功率对冷凝压力的偏导数(即总功率梯度)作为是否接近极值点的标志,如果总功率梯度值偏大或偏小,通过调节水量改变冷凝压力,改变功率梯度值,使工况点逼近极值点。

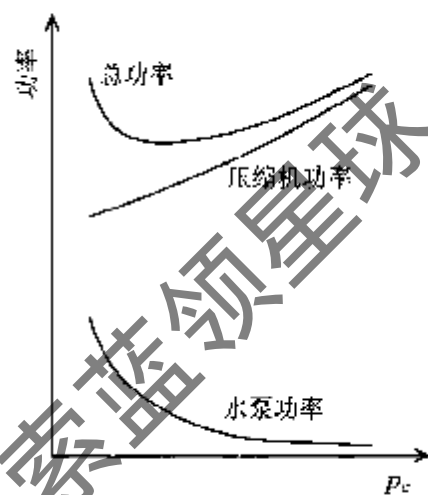


图6.1 功率与冷凝压力的关系

6.2 控制模型

对于制冷系统数学模型的研究,大都着眼于制冷系统启动和负荷变化干扰较快时系统的动态反应特性^[153-154]。实际上,在整个系统的正常运行过程中,负荷的变化是较为缓慢的,在经过一段时间后,整个系统又会重新趋向于稳态。在这里,自寻最优控制的实质就是要使系统从现有的工况过渡到最优的运行工况,需要考虑的是系统在不同工况下的稳态运行特性。下面将建立变工况稳态模型,用于系统的整体优化控制。

6.2.1 变流量水泵能耗模型

根据水泵定律可知,水泵的功率与水泵转速的三次方成正比。也就是说,转速下降至原来的50%时,水泵的功率下降至原来的12.5%。这一结论的前提是:水泵调速前后工作点必须为相似工况点,其管道特性曲线为一条通过原点的等效率曲线,且调速前后不发生变化。开式地表水源热泵的水源侧水系统和带冷却塔的冷却水系统为开式系统,系统会存在背压 H_0 ,其管路特性曲线不是形如 $H = sG^2$ 的通过原点的二次抛物线,而是形如 $H = H_0 + kG^2$ 的曲线,水泵调速后的工作点显然不会与调速前工作点处在同一条等效率曲线上,也不是相似工况点。受背压 H_0 的影响,开式变流量水系统在实际运行中的节能效果不如理

论上那么显著，背压越小，节能效果越显著。

水泵能稳定运行在其性能特性曲线与管路特性曲线的交点上，变流量水泵也不例外。变流量水泵转速的改变及管路特性曲线的改变使得其运行工况点不断变化。在稳定工况下，水泵所提供的流量总是刚好等于此时管路系统所需的流量，水泵所提供的扬程总是刚好满足管路系统在该流量下所需的总压头。由于调速前后的工作点不是等效率的相似工况点，需要求出调速后工作点的效率及转速。将转速为 n_1 时水泵的性能特性曲线和效率曲线分别拟合为 $H = a + bG + cG^2$ 和 $\eta = d + eG + fG^2$ 。根据管路特性曲线可求出调速后流量为 G_2 时水泵的工作点为 $(G_2, H_0 + kG_2^2)$ ，然后解以下的方程组：

$$\begin{cases} H = \frac{H_0 + kG_2^2}{G_2^2} G^2 \\ H = a + bG + cG^2 \end{cases} \quad (6.2)$$

求出的两条曲线的交点与调速后水泵的工作点相似，调速后工作点的效率等于该交点处的效率，根据水泵定律还可求出调速后工作点的转速。调速后水泵的功率用式(3.65)计算。对于给定的水泵和管道特性曲线，用上述的方法计算出不同流量下变速水泵的功率，然后拟合成如下的二次多项式：

$$N_p = C_1 + C_2 G + C_3 G^2 \quad (6.3)$$

6.2.2 功率梯度计算公式

准确地计算出功率梯度是实施自寻最优控制的关键。功率梯度计算式应尽可能地减少需要采集的参数个数，而且其形式要尽可能简洁，以便于在线计算实时的功率梯度。

对于机组功率的梯度，文献[152]提出的控制策略将机组功率 N_c 对冷凝器进水温度的偏导数近似表示为线性的经验关系式：

$$\frac{\partial N_c}{\partial t_{cin}} = CN_c \quad (6.4)$$

式中的 C 为常数。对于水泵功率的梯度，文献[152]提出的控制策略需要检测水泵功率 N_p 和中间换热器阻力 p ，并表示为形如 $N_p = a_1 + a_2 p + a_3 p^2$ 的二次关系式，然后通过在线辨识得出 N_p 对 p 的偏导数。文献[152]这种对功率梯度的处理方式准确度不够高，而且需要增加在线检测机组和水泵功率的设备，不能利用机组本身的一系列自检的参数，不便于实施。本章将从另一个角度推导出功率梯度的计算式，该计算式的准确度较高，而且便于自适应控制方法的实施。

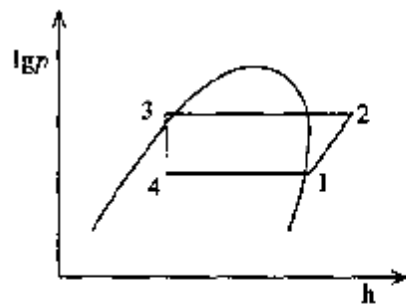


图 6.2 $\lg p-h$ 图中的制冷循环

等熵效率能够度量实际压缩过程与理想过程的差距, 定义为^[155]:

$$\eta_{is} = N_{is}/N_c \quad (6.5)$$

式中的 N_{is} 为理想气体绝热压缩时的功率, N_c 为压缩机的实际功率。

从图 6.2 所示的 $\lg p-h$ 图可以看出: 保持蒸发压力和制冷量不变, 在冷凝压力正常变化范围内的理想压缩过程沿着等熵线进行, 几乎是一条直线。也就是说, 在理想状态下压缩机功率增量与 $\lg p_c$ 增量的比值可以近似视为常数, 表示为:

$$\frac{\partial(\eta_{is} N_c / \dot{m}_r)}{\partial(\lg p_c)} \approx C_{hp} \quad (6.6)$$

式中的 C_{hp} 为冷凝压力变化范围内理想压缩过程直线的斜率的倒数, \dot{m}_r 为制冷剂流量(kg/s)。于是, 可以得到一个比较简洁的机组功率梯度计算式:

$$\frac{\partial N_c}{\partial p_c} \approx \frac{\dot{m}_r C_{hp}}{\eta_{is} p_c \ln 10} \quad (6.7)$$

改变水源侧流量会使冷凝器的传热系数发生变化, 进而导致冷凝温度和冷凝压力变化, 水泵功率与冷凝压力之间存在一种间接的关系。

根据式(6.3), 水泵功率梯度可以表示为:

$$\frac{\partial N_p}{\partial p_c} = \frac{\partial N_p}{\partial G_c} \frac{\partial G_c}{\partial p_c} = (2C_1 G_c + C_2) \frac{\partial G_c}{\partial p_c} \quad (6.8)$$

冷凝器中过热蒸气放热和液体过冷所放出的显热在总换热量中所占的比例较小。如果不考虑这部分显热, 制冷剂蒸气冷凝所放出的热量等于冷却水吸收的热量, 其能量平衡方程为:

$$\frac{UA_c}{\rho c} \frac{t_{c,out} - t_{c,in}}{\ln \left(\frac{t_c - t_{c,in}}{t_c - t_{c,out}} \right)} = \rho c G_c (t_{c,out} - t_{c,in}) \quad (6.9)$$

式中的 UA_c 为冷凝器的总传热系数, $t_{c,in}$ 和 $t_{c,out}$ 分别为冷凝器的进水和出水温度, t_c 为冷凝温度。根据式(6.9), 可以将冷凝器的出水温度和散出的冷凝热表示为:

$$t_{c,out} = t_c - (t_c - t_{c,in}) \exp \left(-\frac{UA_c}{\rho c G_c} \right) \quad (6.10)$$

$$Q_c = Q_e + (1 - f_q) N_c = \rho c G_c (t_c - t_{c,in}) \left[1 - \exp \left(-\frac{UA_c}{\rho c G_c} \right) \right] \quad (6.11)$$

式中的 Q_e 为蒸发器换热量, f_q 为压缩机散热量与压缩机功耗的比值。引入 $f(G_c)$ 和 $g(p_c)$, 令:

$$f(G_c) = G_c \left[1 - \exp \left(-\frac{UA_c}{\rho c G_c} \right) \right] \quad (6.12)$$

$$g(p_c) = \frac{Q_e + (1 - f_q) N_c}{\rho c (t_c - t_{c,in})} \quad (6.13)$$

显然有： $f(G_c)=g(P_c)$ 。对 $f(G_c)$ 和 $g(P_c)$ 分别求偏导数，可以得到：

$$\frac{\partial f}{\partial p_c} = \frac{\partial f}{\partial G_c} \frac{\partial G_c}{\partial p_c} = \frac{\partial g}{\partial p_c} \quad (6.14)$$

$$\frac{\partial G_c}{\partial p_c} = \frac{\partial g}{\partial p_c} \left(\frac{\partial f}{\partial G_c} \right)^{-1} \quad (6.15)$$

$$\frac{\partial g}{\partial p_c} = \frac{\frac{\partial N_c}{\partial p_c} (1-f_q)(t_c-t_{cin}) - Q_c \frac{\partial t_c}{\partial p_c}}{\rho c (t_c-t_{cin})^2} \quad (6.16)$$

$$\frac{\partial f}{\partial G_c} = 1 - \frac{t_c-t_{cout}}{t_c-t_{cin}} \left[1 - \frac{1}{\rho c} \frac{\partial(UA_c)}{\partial G_c} + \ln \left(\frac{t_c-t_{cin}}{t_c-t_{cout}} \right) \right] \quad (6.17)$$

至此，可以完整地将制冷运行时的总功率梯度计算式表示如下：

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_{tot}}{\partial p_c} \approx & \frac{\dot{m}_r C_{hp}}{\eta_{is} p_c \ln 10} + \frac{\frac{\partial N_c}{\partial p_c} (1-f_q)(t_c-t_{cin}) - Q_c \frac{\partial t_c}{\partial p_c}}{\rho c (t_c-t_{cin})^2} \\ & \times \frac{2C_3 G_c + C_2}{1 - \frac{t_c-t_{cout}}{t_c-t_{cin}} \left[1 - \frac{1}{\rho c} \frac{\partial(UA_c)}{\partial G_c} + \ln \left(\frac{t_c-t_{cin}}{t_c-t_{cout}} \right) \right]} \end{aligned} \quad (6.18)$$

一般而言，随着制冷负荷的变化，在节流机构的调节下，制冷剂流量会近似地按同样的比例变化。如果测出蒸发器的制冷量，便可以得到相应的制冷剂流量 \dot{m}_r 。式中的 η_{is} 和 f_q 随冷凝压力的变化有轻微的变化，这种变化对梯度值的影响很小，在计算中可以忽略其随冷凝压力的变化；另外， η_{is} 会随运行时间的增加略有下降，但取 η_{is} 为定值并不会影响寻优的结果（在后面的仿真实验中将会证明这一点）。因此，在应用中可以取 η_{is} 和 f_q 为定值。这样，制冷运行时在线计算功率梯度需要检测 7 个参数： p_c 、 G_c 、 G_s 、 t_{cin} 、 t_{cout} 、 t_{in} 和 t_{out} ，而 t_c 和 Q_c 可以由检测到的参数计算出，这些参数的检测都便于实施，其中的 p_c 、 t_{cin} 、 t_{cout} 、 t_{in} 和 t_{out} 都属于机组自检的参数。 UA_c 与水量、换热量、污垢系数等多项因素有关，属于时变量， $\partial(UA_c)/\partial G_c$ 需要根据采集到的数据进行在线辨识得出。

对于多台机组并联的系统，多采用“一机对一泵”的方式连接，分别计算各台机组及相应水泵的总功率梯度，用于各自的自适应控制。

6.3 在线参数辨识

自适应控制的受控对象具有非线性和时变等特征，在线辨识和更新系统的过程参数成为实施自适应控制的关键。

6.3.1 最小二乘估计的递推算法

最小二乘法被用来解决大量的受控对象参数估计问题^[156]。若某系统待辨识的参数为 θ_1 、 θ_2 、 \dots 、 θ_n ，在 t_1 、 t_2 、 \dots 、 t_m 共 m 个时刻分别对某系统的输入量 φ 和输出量 Y 进行了 m 次测试，第 i 次测试的输入和输出数据可以用下面的广义回归模型表示：

$$Y(i) = \theta_1 \varphi_i(1) + \theta_2 \varphi_i(2) + \dots + \theta_n \varphi_i(n) + \varepsilon(i) \quad (6.19)$$

式中的 $\varepsilon(i)$ 被称为残差，是一个随机变量。对于 m 次测试的数据，用向量-矩阵的形式表示为：

$$Y_m = \Phi_m \theta_m + \varepsilon_m \quad (6.20)$$

其中，

$$Y_m = \begin{bmatrix} Y(1) \\ Y(2) \\ \vdots \\ Y(m) \end{bmatrix} \quad \theta_m = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_n \end{bmatrix} \quad \Phi_m = \begin{bmatrix} \varphi_1(1) & \varphi_1(2) & \dots & \varphi_1(n) \\ \varphi_2(1) & \varphi_2(2) & \dots & \varphi_2(n) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_m(1) & \varphi_m(2) & \dots & \varphi_m(n) \end{bmatrix} \quad \varepsilon_m = \begin{bmatrix} \varepsilon(1) \\ \varepsilon(2) \\ \vdots \\ \varepsilon(m) \end{bmatrix}$$

为了提高参数估计的精度，测试的次数应大大超过待辨识的参数个数，即 $m \gg n$ 。此时根据最小二乘法确定参数 θ ，必须满足准则函数 J_m 最小^[156]，

$$J_m = \sum_{i=1}^m \varepsilon(i)^2 = \varepsilon_m^T \varepsilon_m \quad (6.21)$$

如果 $\Phi_m^T \Phi_m$ 为非奇异矩阵，可以求出使 J_m 最小的参数 θ 的最小二乘估计量为：

$$\hat{\theta}_m = (\Phi_m^T \Phi_m)^{-1} \Phi_m^T Y_m \quad (6.22)$$

定义矩阵：

$$P_m = (\Phi_m^T \Phi_m)^{-1} \quad (6.23)$$

P_m 是一个方阵，它的维数取决于待估参数的个数。若在 m 次测试的基础上进行了第 $m+1$ 次测试，有：

$$P_{m+1} = (\Phi_{m+1}^T \Phi_{m+1})^{-1} = (\Phi_m^T \Phi_m + \varphi_{m+1} \varphi_{m+1}^T)^{-1} = (P_m^{-1} + \varphi_{m+1} \varphi_{m+1}^T)^{-1} \quad (6.24)$$

$$P_m^{-1} = P_{m+1}^{-1} - \varphi_{m+1} \varphi_{m+1}^T \quad (6.25)$$

根据矩阵求逆引理^[156]，可以进一步推出：

$$P_{m+1} = P_m - \frac{P_m \varphi_{m+1} \varphi_{m+1}^T P_m}{1 + \varphi_{m+1}^T P_m \varphi_{m+1}} \quad (6.26)$$

根据 $m+1$ 次测试数据所得到的估计量为：

$$\hat{\theta}_{m+1} = P_{m+1} \Phi_{m+1}^T Y_{m+1}$$

$$\begin{aligned}
 &= P_{m+1}(\Phi_m^T Y_m + \varphi_{m+1} Y_{m+1}) \\
 &= P_{m+1}(P_m^{-1} \hat{\theta}_m + \varphi_{m+1} Y_{m+1}) \\
 &= P_{m+1}(P_m^{-1} \hat{\theta}_m - \varphi_{m+1} \varphi_{m+1}^T \hat{\theta}_m + \varphi_{m+1} Y_{m+1}) \\
 &= \hat{\theta}_m + P_{m+1} \varphi_{m+1} (Y_{m+1} - \varphi_{m+1}^T \hat{\theta}_m) \quad (6.27)
 \end{aligned}$$

令: $K_{m+1} = P_{m+1} \varphi_{m+1}$, 根据式 (6.26) 和式 (6.27) 可以得到最小二乘估计的递推算法如下:

$$\hat{\theta}_{m+1} = \hat{\theta}_m + K_{m+1} (Y_{m+1} - \varphi_{m+1}^T \hat{\theta}_m) \quad (6.28)$$

$$K_{m+1} = \frac{P_m \varphi_{m+1}}{1 + \varphi_{m+1}^T P_m \varphi_{m+1}} \quad (6.29)$$

$$P_{m+1} = P_m - K_{m+1} \varphi_{m+1}^T P_m \quad (6.30)$$

采用以上递推式估计模型参数时, 不需要进行矩阵求逆运算。在设定完 $\hat{\theta}$ 和 P 的初始值后, 便可根据观测到的数据, 按图 6.3 所示的计算步骤进行计算:

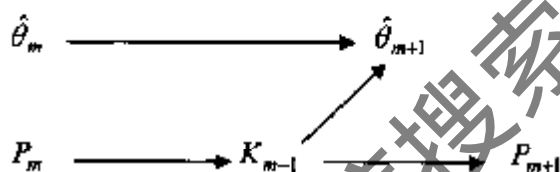


图 6.3 递推计算的步骤

6.3.2 慢时变参数的最小二乘估计

前述递推算法对所有观测数据的加权都相同, 也就是说老数据和新数据对参数估计所提供的信息同样重要, 这种处理方法适合于用来估计未知的常参数。空调制冷系统中的一些参数, 如传热系数, 会随时间发生连续而缓慢的变化, 这种参数被称为慢时变参数 (Slowly Time-Varying Parameter)。如果对慢时变参数的估计仍采用前述的递推算法, 新数据的作用就有可能被老数据的影响所淹没, 无法反映参数时变的特点, 因为参数随时间而变化的信息更多地寄存于新的数据之中。这时需要采用能够跟踪参数变化的实时算法, 对于慢时变参数最常用的是渐消记忆法, 又称遗忘因子法^[151]。

遗忘因子法将准则函数由等加权改为指数加权, 其准则函数表示为^[151]:

$$J_m = \sum_{i=1}^m \lambda^{m-i} \varepsilon(i)^2 \quad (6.31)$$

式中的 λ 为遗忘因子 ($0 < \lambda < 1$)。采用指数加权的目的在于加强当前数据的权重而降低过去数据的权重, 相当于老数据的作用将逐渐被遗忘。

与前面的推导过程相类似, 可以推导出慢时变参数的最小二乘递推算法如下:

$$\hat{\theta}_{m+1} = \hat{\theta}_m + K_{m+1} (Y_{m+1} - \varphi_{m+1}^T \hat{\theta}_m) \quad (6.32)$$

$$K_{m+1} = \frac{P_m \varphi_{m+1}}{\lambda + \varphi_{m+1}^T P_m \varphi_{m+1}} \quad (6.33)$$

$$P_{m+1} = \frac{1}{\lambda} (P_m - K_{m+1} \varphi_{m+1}^T P_m) \quad (6.34)$$

在以上的递推式中, 当 $\lambda=1$ 时, 指数加权变为等加权, 以上递推公式退化为一般的常参数递推公式。 λ 取值越小, 老数据的影响越小, 新数据所起的作用越大。但是, λ 太小了会加大估计的误差, 降低参数估计的精度。 λ 的取值需根据研究对象的具体特点来确定, 参数变化快时取值较低, 变化慢时取值较高。一般情况下, $\lambda=0.95-0.999$ 比较合适^[156]。

在启动递推算法时, 必须知道初值 $\hat{\theta}_0$ 和 P_0 。对于初值的选择, 一般有两种方法^[151]:

(1) 先取 $l>2n$ 批观测数据, 按照非递推最小二乘法求出 $\hat{\theta}_l$ 和 P_l 。然后再采用递推算法计算。这种启动方法存在以下缺点: 一是需要进行矩阵求逆计算; 二是需要编制和配备两套参数估计的程序。

(2) 人为地选定初值。一般取 $\hat{\theta}_0=0$, $P_0=\alpha^{-1}I$, 其中 α 为充分大的正数, 在经过一定次数的递推以后, 可以得到满意的参数初始估计量。在工程应用中, 也可以根据研究对象的具体特点先作初步估计, 设定一个初始值, 再逐步递推。

6.3.3 冷凝器参数的在线辨识

在应用式(6.18)计算功率梯度值时, 需要求出 $\partial(UA_c)/\partial G_c$ 。水量的改变会引起总传热系数的变化; 另外, 机组在运行一段时间后冷凝器的污垢系数逐渐增加, 总传热系数逐渐下降。冷凝器的总传热系数属于典型的慢时变参数, 宜采用带遗忘因子的递推算法进行参数估计。

欲求出总传热系数对水量的偏导数, 必须知道总传热系数与水量的关系式, 需要在每一个采样时间步长内测量冷凝器的水量和总传热系数。在检测出 t_c 、 G_c 、 t_{cin} 和 t_{cout} 后, 用下式间接地得出实时的总传热系数值:

$$UA_c = \rho c G_c \ln \left(\frac{t_c - t_{cin}}{t_c - t_{cout}} \right) \quad (6.35)$$

为了参数估计的需要, 参照文献[157]的做法, 将 UA_c 用如下的结构表示:

$$[UA_c]^{-1} = \theta_1 G_c^{-0.8} + \theta_2 \quad (6.36)$$

已经在 m 个采样时间步长内进行了 m 次测试, 对于第 i 次测试的数据, 令:

$Y(i) = [UA_c(i)]^{-1}$, $\varphi(i) = G_c(i)^{-0.8}$ 。则 m 次测试的数据可以用式(6.20)的向量-矩阵

形式表示, 式中的 Y_m 、 θ_m 、 Φ_m 和 ε_m 分别为:

$$Y_m = \begin{bmatrix} Y(1) \\ Y(2) \\ \vdots \\ Y(m) \end{bmatrix} \quad \theta_m = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad \Phi_m = \begin{bmatrix} \varphi(1) & 1 \\ \varphi(2) & 1 \\ \vdots & \vdots \\ \varphi(m) & 1 \end{bmatrix} \quad \varepsilon_m = \begin{bmatrix} \varepsilon(1) \\ \varepsilon(2) \\ \vdots \\ \varepsilon(m) \end{bmatrix}$$

在每个采样时间步长内将慢时变参数视为不变,采用前述的带遗忘因子的递推计算式便可以求出当前采样时间步长内的参数估计量 $\hat{\theta}_1$ 和 $\hat{\theta}_2$ 。利用估计出的参数值和当前采样时间步长内的水量值,用下式估计出当前采样时间步长内总传热系数对水量的偏导数:

$$\frac{\partial(\hat{U}A_c)}{\partial G_c} = 0.8\hat{\theta}_1 G_c^{-1.8} (\hat{\theta}_1 G_c^{-0.8} + \hat{\theta}_2)^{-2} \quad (6.37)$$

6.4 控制系统的结构

本文提出的自适应控制方法通过如图 6.4 所示的控制系统来实现。该控制系统由外环和内环组成,外环由参数辨识器、功率梯度计算器和压力设定值控制器组成,其任务是根据各项检测参数值辨识出模型参数,计算出功率梯度值,然后通过一个比例控制器来决定冷凝压力的设定值。

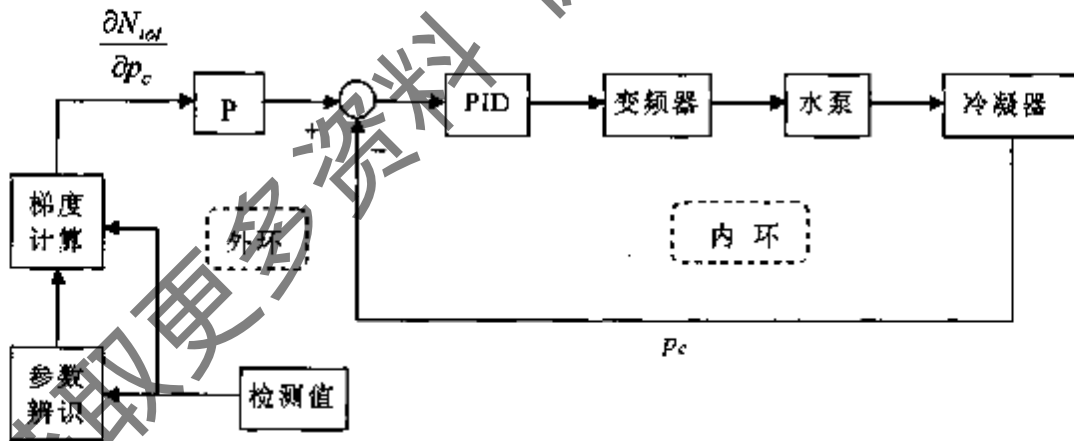


图 6.4 自适应控制系统的结构

在每一个采样时间步长 Δt_{sample} 内,外环的比例控制器根据输入的功率梯度信号按比例输出冷凝压力设定值的调整量信号,冷凝压力设定值的调节量可通过下式得出:

$$\frac{\Delta p_{set}}{\Delta t_{sample}} = -K \left(\frac{\partial N_{tot}}{\partial p_c} \right) \quad (6.38)$$

式中的 K 为比例控制器的放大系数, $K > 0$ 。如果在线计算出的梯度值为负值,设定值的调节量为正值,应通过减小水泵转速来减小水量,提高冷凝压力。如果计

算出的梯度值为正值, 设定值的调节量为负值, 应通过加大水泵转速来加大水量, 降低冷凝压力。

在实际应用中, 为了防止梯度值过大或过小时出现设定值调节量过大, 导致工况剧烈动荡的情况出现(例如开机阶段), 需要设定调节量的上限值和下限值, 如图 6.5 所示。另外, 为了防止梯度的绝对值过小而导致水泵频繁调节, 在中间还应设置一个“不动作区”。如果按式(6.38)算出的调节量超过上限或下限值, 输出的调节量仍为上限或下限值; 如果调节量位于“不动作区”, 则不用进行调节。内环根据外环输出的压力设定值和反馈信号, 通过 PID 控制器控制变频器, 进而调节水泵的水量, 改变冷凝器的压力。

本文提出的功率梯度计算式从稳态模型推导而来, 而在实际运行过程中检测到的参数不一定全都是稳态运行状态下的参数值, 计算出的功率梯度有时会出现一定的误差。为了最大限度地减小动态工况下功率梯度计算值与实际值之间的误差, 应将采样时间步长设定得长一些。根据一些对制冷系统进行的动态模拟和实测的结果, 在发生外

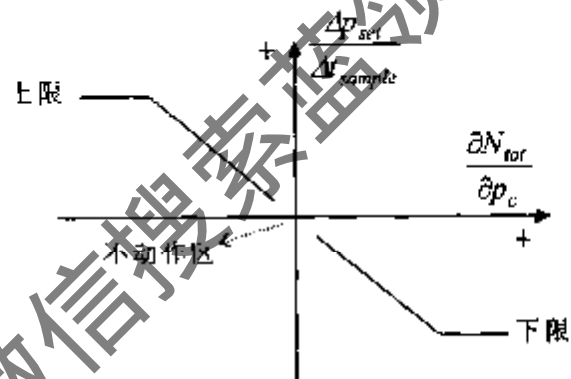


图 6.5 冷凝压力设定值的调节规律

扰后的 100s—200s 后, 系统的各项参数会趋于稳定^[154,157], 建议将采样时间步长设定在 120s—240s, 甚至根据具体情况取得更长一些。另外, 外环比例控制器的放大系数应取得比较小, 有助于减小功率梯度误差可能带来的误调节, 也有助于冷凝压力在设定的时间步长内达到或接近新的设定值。在负荷和进水温度的变动不频繁, 并且变动比较缓慢的情况下, 采取上述措施以后, 功率梯度误差的影响比较小, 不会对系统的控制效果产生不利的影响。

6.5 仿真实验及其结果分析

控制系统仿真实验是指在建立系统数学模型的基础上借助计算机对控制系统的动态或静态过程进行实验研究。对控制系统进行仿真实验不需要搭建实验系统, 便于实施, 是目前对控制系统进行分析、设计的重要手段和方法^[158]。下面结合某种型号的水-水热泵机组对本文提出的控制方法及其效果进行仿真计算。

6.5.1 仿真用的模型

在控制系统运行过程中, 冷凝器的换热量和总换热系数可以实时测量, 但仿

真计算模型则要求能够计算出不同冷凝压力和水量时的换热量和总传热系数。

冷凝器模型如式(6.9)所示。对于蒸发器，制冷剂蒸气过热过程所吸收的显热在制冷量中所占的比例很小。如果忽略这部分显热，制冷剂蒸发吸收的热量等于循环水放出的热量，其能量平衡方程为：

$$UA_e \frac{(t_{ein} - t_{e1}) - (t_{eout} - t_{e2})}{\ln \left(\frac{t_{ein} - t_{e1}}{t_{eout} - t_{e2}} \right)} = \rho c G_c (t_{ein} - t_{eout}) \quad (6.39)$$

式中的 UA_e 为蒸发器的总传热系数， t_{e1} 和 t_{e2} 分别为蒸发器进口和出口处的蒸发温度， t_{ein} 和 t_{eout} 分别为蒸发器的进水和出水温度。

蒸发器和冷凝器的总传热系数与水量和各自的换热量有关。对于采用铝芯内翅片管的干式蒸发器，其总传热系数可用以下的经验公式计算^[159]：

$$UA_e = \left[C_4 G_e^{-0.6} + C_5 Q_e^{\frac{1}{3}} + C_6 \right]^{-1} \quad (6.40)$$

冷凝器一般采用低螺纹管，其总传热系数计算式为^[160]：

$$UA_c = \left[C_7 G_c^{-0.8} + C_8 Q_c^{\frac{1}{3}} + C_9 \right]^{-1} \quad (6.41)$$

以上总传热系数计算式均以外表面积为基准，式中的 C_4 — C_9 为待定的系数。式中括号内的第一项反映了水侧流量变化对换热器传热系数的影响；第二项反映了制冷剂在蒸发器内沸腾吸热和在冷凝器内凝结放热的热流量对换热器传热系数的影响，从制冷剂蒸发和冷凝的传热传质特性推导而来^[161-162]。

计算出冷凝器换热量后，根据式(6.36)便可求出 θ_1 和 θ_2 ，将其作为参数估计值代入式(6.37)，便可以估计出总传热系数对水量的偏导数，用于计算功率梯度。

在仿真计算过程中，需要计算出不同工况下的压缩机功率。如果已知等熵效率，可以用下式计算压缩机的功率^[159]：

$$N_c = \frac{k}{k-1} p_{in} v_{suc} \dot{m}_r \left[\left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times \frac{10}{\eta_{is}} \quad (6.42)$$

式中， v_{suc} 为吸入气体的比容 (m^3/kg)， p_c 和 p_{in} 分别为冷凝压力和压缩机的吸气压力 (MPa)。k 为制冷剂气体的绝热指数，R22 的 k 值为 1.16。

6.5.2 模型参数的确定

在前面的模型中，蒸发器、冷凝器传热系数计算式和水泵能耗模型中的 C_1 — C_9 均为待定的系数。笔者根据所获得的相关数据，采用最小二乘原理对模型

中涉及到的各个参数进行了辨识。

要分析的水-水热泵机组针对地表水源而设计，水温条件与常见的地下水源热泵机组有所不同，设计参数如表6.2所示。机组的蒸发器为采用8翅铝芯内翅片管的干式蒸发器，冷凝器采用低波纹管。利用测试数据辨识出蒸发器和冷凝器总传热系数计算式中的参数值，式中 UA 、 G 和 Q 的单位分别采用 $W/^\circ C$ 、 m^3/h 和 W ，结果如表6.3所示。

表6.2 热泵机组的设计参数

工况	制冷/制热量(kW)	t_{e1}/t_{e2} ($^\circ C$)	t_{c1}/t_{c2} ($^\circ C$)	t_c ($^\circ C$)	t_{c2} ($^\circ C$)	G_c (m^3/h)	G_e (m^3/h)
制冷	342	31/36	12/7	40	2	72.4	58.8
制热	434	40.8/45.8	12/7	50	2	74.6	58.8

表6.3 蒸发器和冷凝器的参数值

C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
7.419 9 $\times 10^{-5}$	5.954 7 $\times 10^{-4}$	4.300 7 $\times 10^{-6}$	1.413 5 $\times 10^{-4}$	7.679 1 $\times 10^{-8}$	4.379 5 $\times 10^6$

该开式系统的地表水提升高度为4m，根据开式管路的阻力特性选用水泵。在图6.6中画出了三条曲线，其中的管路特性曲线的背压为4m，与水泵特性曲线相交于 $72.8m^3/h$ ，可以满足满负荷制冷运行时冷凝器的水量要求。

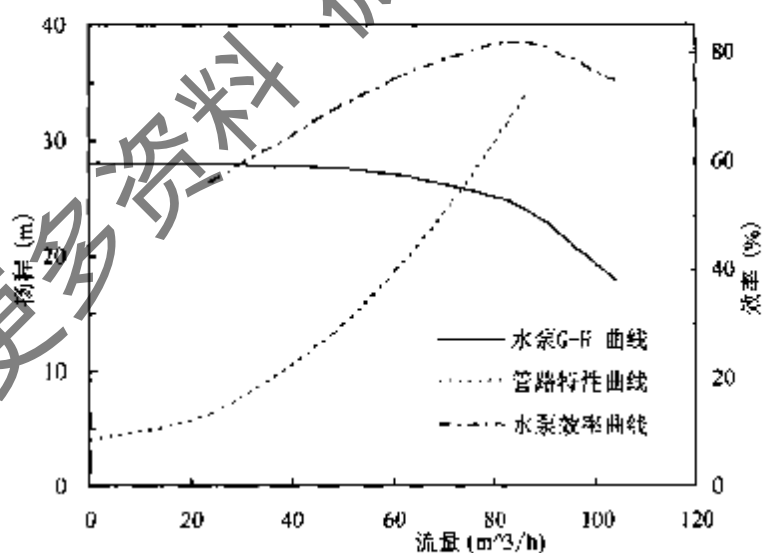


图6.6 水泵特性曲线与管路特性曲线

图6.6中，水泵 $G-H$ 曲线的拟合方程为：

$$H = 27.435 + 0.0975G - 0.0017G^2 \quad (6.43)$$

水泵 $\eta-H$ 曲线的拟合方程为：

$$\eta = 31.618 + 1.1445G - 0.0069G^2 \quad (6.44)$$

管路特性曲线的拟合方程为：

$$H = 4 + 0.004G^2 \quad (6.45)$$

用6.2.1中所述的变流量水泵功率计算方法计算了不同流量时该水泵的功率和转速，如图6.7所示。图中还标出了相似工况下变速水泵的功率和转速，在相同的部分流量下，相似工况时的功率和转速都比开式系统小。可见，背压使得开式系统的节能效果比理论计算结果要差一些。背压越大，节能效果越不理想，在实际应用中应该尽量降低背压值，例如：降低开式系统中地表水的提升高度。在计算功率梯度值以及仿真计算时，都需要知道变速水泵功率与流量的关系式。按照式(6.3)的结构，将图6.7中的开式系统水泵功率与流量拟合成式(6.46)所示的方程，从而得到 C_1 — C_3 的值。

$$N_p = 2.38 - 0.1198G + 0.0025G^2 \quad (G \leq 72.8 \text{ m}^3/\text{h}) \quad (6.46)$$

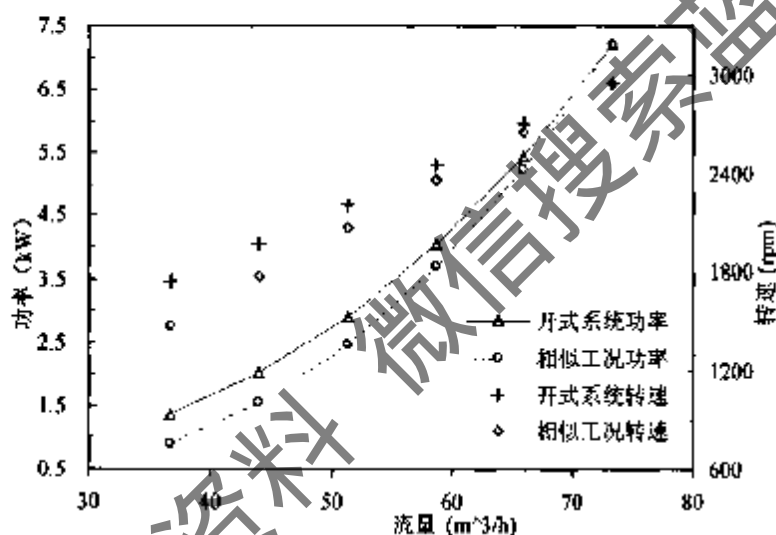


图6.7 不同流量时变速水泵的功率与转速

在求式(6.18)中的 $\partial c_c / \partial p_c$ 以及仿真计算时，都需要知道饱和温度与饱和压力之间的关系式。新西兰学者Cleland曾于1986年提出了简化的计算公式^[163]，由于形式简洁，被较多的制冷系统仿真研究者采用。Cleland公式将R22的饱和温度与饱和压力之间的关系式表示为：

$$t_{sat} = \frac{-2025.4518}{\ln p_{sat} - 21.25384} - 247.94 \quad (6.47)$$

上式中 p_{sat} 的单位为Pa。Cleland公式是针对 $-60^\circ\text{C} \sim 60^\circ\text{C}$ 范围内饱和温度与饱和压力拟合出的，在这里只需考虑冷凝温度正常变动范围内的情况，如果采用式(6.47)计算，会产生较大的误差。本文将R22在 $30^\circ\text{C} \sim 45^\circ\text{C}$ 范围内的饱和温度与饱和压力拟合成式(6.48)所示的关系式，拟合所需的数据来自文献[164]。

$$t_{sat} = 40.325 \ln p_{sat} + 22.8069 \quad (6.48)$$

式(6.48)的适用范围是 $1.1919 \text{ MPa} \leq p_{sat} \leq 1.729 \text{ MPa}$ 。分别用式(6.48)和Cleland

公式对部分数据进行了对比计算, 结果见表 6.4。从表中可以看出, 在 30℃—45℃ 范围内, 用 Cleland 公式计算出的结果明显偏大, 而式(6.48)则显比 Cleland 公式更精确, 可以用于自适应控制过程中计算功率梯度以及仿真计算。

表 6.4 用式(6.48)和 Cleland 公式计算出的饱和温度值对比

压力 (MPa)	实际值 (°C)	式(6.48) (°C)	Cleland 公式 (°C)	压力 (MPa)	实际值 (°C)	式(6.48) (°C)	Cleland 公式 (°C)
1.191 9	30	29.885 9	30.941	1.460 1	38	38.070 2	38.958 3
1.223 2	31	30.931 2	31.94	1.496 5	39	39.063 1	39.962 5
1.255 2	32	31.972 6	32.942 3	1.533 5	40	40.048	40.965 9
1.287 8	33	33.006 6	33.944 6	1.571 2	41	41.027 4	41.969 8
1.321 0	34	34.033	34.946 7	1.609 7	42	42.003 6	42.977 8
1.354 8	35	35.051 8	35.948 4	1.648 7	43	42.968 9	43.981 6
1.389 2	36	36.062 9	36.949 6	1.688 5	44	43.930 8	44.988 6
1.424 3	37	37.069 1	37.953	1.729 0	45	44.886 6	45.996 2

6.5.3 仿真计算的方法和流程

仿真实验要求计算出在某一负荷率和冷凝器进水温度时, 不同冷凝压力所对应的水量、功率和功率梯度值。仿真计算的算法如下: 先将水量的初值设定在一个比较高的值, 如果实际换热量与冷凝器换热负荷的差值大于设定值 δ , 便将水量减少 ΔG , 直到换热量与换热负荷的差值不超过 δ 为止。仿真计算的流程如图 6.8 所示。

在 30℃—45℃ 的冷凝温度变化范围内, $\lg p-h$ 图中的等熵线簇的斜率变化很小, 计算时取 C_{hp} 为定值, $C_{hp} = 59.9$ 。在计算中忽略 η_{is} 和 f_q 随冷凝压力的变化。但等熵效率 η_{is} 会在机组运行一段时间以后略有下降。本章的仿真主要针对新机组进行, 为了研究等熵效率下降或取值存在误差对寻优结果是否有影响, 也计算了 η_{is} 下降时的功率梯度值。新机组的 η_{is} 取为 0.69, 下降后的 η_{is} 取为 0.64, 两

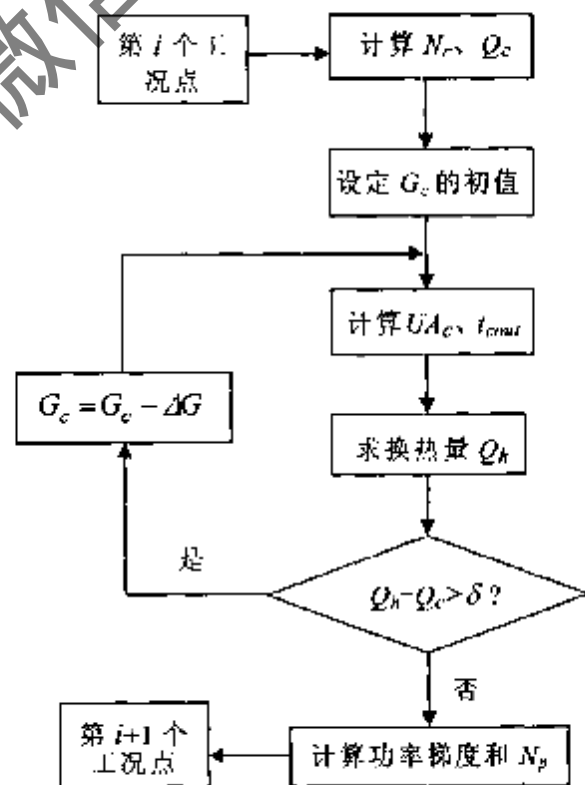


图 6.8 仿真计算的流程

计算了 η_{is} 下降时的功率梯度值。新机组的 η_{is} 取为 0.69, 下降后的 η_{is} 取为 0.64, 两

种情况下的 f_0 的差别很小, 都取为 0.06。图 6.9~图 6.18 中的功率、水量和温差值都指的是 $\eta_{is}=0.69$ 时的计算值。

6.5.4 满负荷时的近最优工况

对于多台机组并联的系统, 往往会出现其中的部分机组满负荷运行或接近满负荷运行。在对满负荷运行机组进行优化控制仿真时, 冷凝器模型参数 C_7-C_9 不变, 冷凝器模型参数采用表 6.3 中的数据。图 6.9 表示的是进水温度为 31°C 满负荷运行时不同冷凝压力下的压缩机功率、系统总功率和相应的水量。由于水泵的功率在总功率中的比例较小, 为了使图面看起来更清晰, 图中没有标出水泵功率, 而是通过总功率与压缩机功率的差值来表示。从两者的差值可知: 冷却水量的减少使得冷凝压力逐渐升高, 水泵功率也逐渐减小。

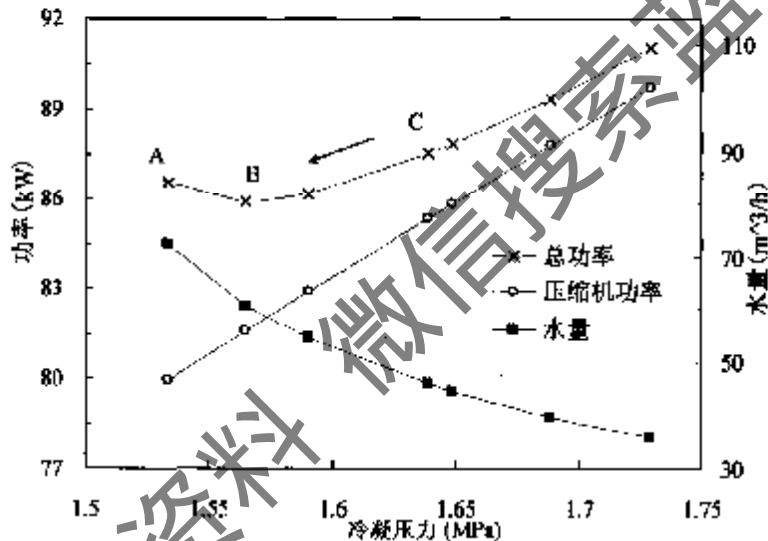


图 6.9 满负荷时冷凝压力与功率以及水量的关系

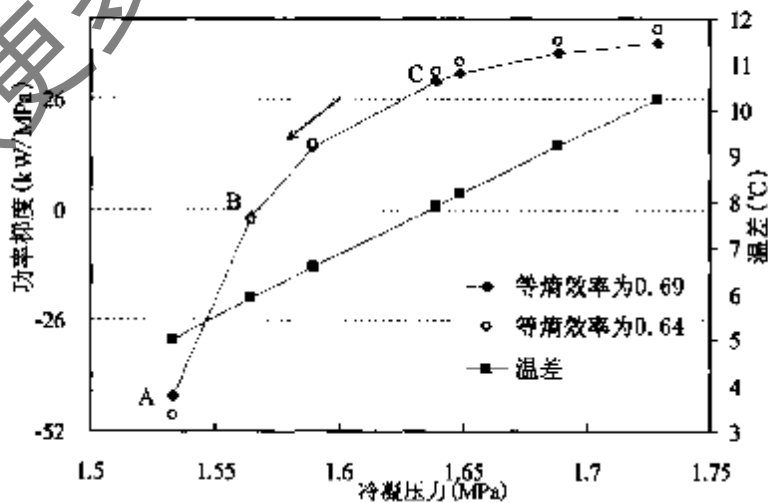


图 6.10 满负荷时冷凝压力与功率梯度以及温差的关系

图 6.10 标出了不同冷凝压力时的功率梯度值, 梯度值在 1.565MPa 附近(B

点附近)接近于零,本文将B点这样的梯度值接近于零的工况点称为近最优工况点。B点的水量为 $60.72\text{m}^3/\text{h}$,比设计水量要小,温差为 5.93°C 。可见,采用变速水泵以后,即使在满负荷情况下,系统的近最优工况也不会和设计的工况一致,近最优工况时的冷凝压力和冷凝温度都比设计值高。图中的A点为定水量运行时的工况点,冷凝压力和冷凝温度均为设计值,分别是 1.5335MPa 和 40°C ,A点的梯度值明显偏小,显然不是近最优工况。一些文献认为部分负荷时才实行冷却水的变流量运行^[143-144],这种看法是不全面的。只要冷凝器出水温度不超过冷水机组安全运行的出水温度上限,在满负荷时仍然可以变流量运行,实现最大限度的节能。

6.5.5 部分负荷时的近最优工况

如前所述,在实际运行中机组大部分时间都运行在部分负荷工况,自适应控制的主要任务就是要使部分负荷时机组和水泵的总功率最小,最大限度地发挥变流量调节的节能效果。同样认为冷凝器模型的参数 C_1-C_9 不变,冷凝器模型的参数仍采用表6.3中的数据。在典型的空调负荷全年分布频数中,60%负荷率区间所占的时间频数往往最大^[165],这里讨论如下四种情形时系统的近最优工况:

CASE 1: 60%满负荷,冷凝器进水温度 31°C 不变;

CASE 2: 60%满负荷,冷凝器进水温度升高至 33°C ;

CASE 3: 60%满负荷,冷凝器进水温度下降至 29°C ;

CASE 4: 60%满负荷,冷凝器的进水温度 31°C 不变,但污垢热阻增大一倍。

目前大多数的冷水机组在部分负荷时都采用固定出水温度,固定过热度的控制方法。在60%满负荷下,蒸发器水量不变,出水温度仍为 7°C ,进水温度降为 10°C ,蒸发器出口处的过热度不变,出口处的蒸发温度升至 3.69°C 。压缩机能根据实际负荷进行能量调节。

6.5.5.1 CASE 1

图6.11为CASE 1时功率随冷凝压力的变化情形。总功率在 1.445MPa 附近接近最小值(E点附近),图6.12表明此时的梯度值接近于零。E点的水量为 $46.17\text{m}^3/\text{h}$,温差为 4.6°C 。采用本文提出的控制方法后,部分负荷下近最优工况时的温差比定温差控制时的温差要小一些,这说明定温差控制并不能使系统的总功率接近最小,同时也说明了选择控制变量的重要性。选择冷凝压力作为控制变量能够准确地反映出总功率的变化趋势,与温差信号相比,压力信号更有利于提高控制精度和调节质量。

D点为定水量运行时的工况点,其梯度值为较小的负值。如果在60%满负荷时系统从定水量切换到变水量运行,控制系统会驱使水泵减小水量,使机组从D

点向E点过渡,使梯度值接近于零。仿真的结果表明:从D点向E点过渡的过程正好是总功率逐渐降低,而梯度值逐渐接近于零的过程。反过来看,如果负荷从60%满负荷上升到满负荷,则机组会处于图6.10中C点的位置(C点的水量等于E点的水量),其梯度值偏大,控制系统会驱使水泵加大水量,使机组从C点向B点过渡,使梯度值重新接近于零。仿真的结果也表明:从C点向B点过渡的过程正好也是总功率逐渐降低,而梯度值逐渐接近于零的过程。可见,本文提出的仿真模型能够反映出控制过程中不同工况点的参数,从稳态模型推导而出的功率梯度计算式能够反映出被控过程的极值特性。

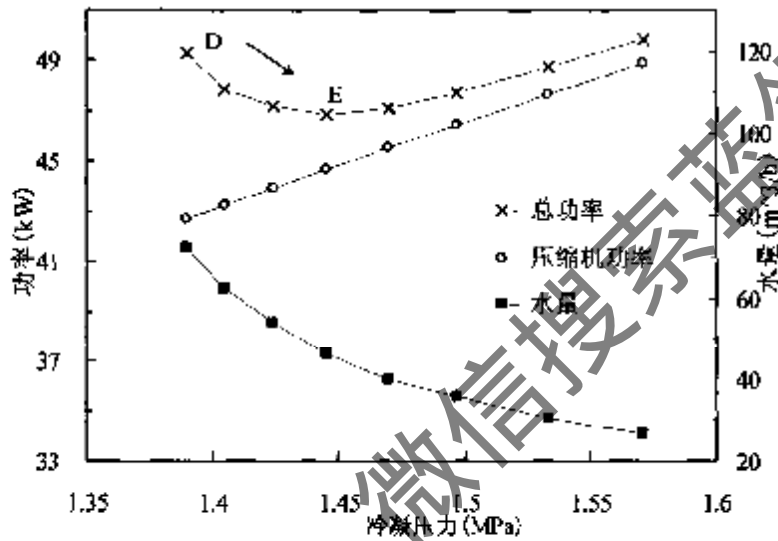


图6.11 CASE 1时冷凝压力与功率以及水量的关系

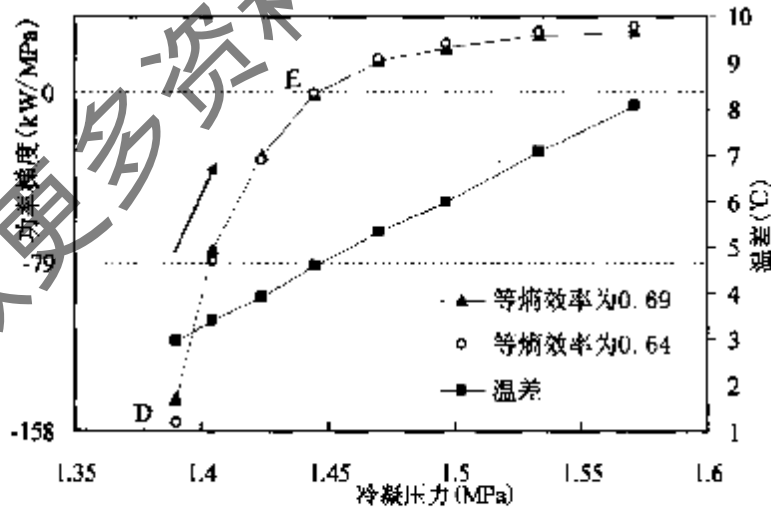


图 6.12 CASE 1 时冷凝压力与功率梯度以及温差的关系

6.5.5.2 CASE 2

地表水温和冷却塔出水温度受气象条件的影响而产生波动,冷却水温度的变化会直接影响机组的运行工况。

先考虑冷凝器进水温度升高至33℃时的情形。图6.13和图6.14为CASE 2时的仿真结果。冷凝器进水温度升高后，近最优工况点向右漂移。总功率在1.521MPa附近接近最小值(K点附近)，此时的梯度值也接近于零，近最优工况点的冷凝压力增大，以适应升高了的冷却水温度。K点的水量为46.15m³/h，温差为4.65℃，H点为定水量工况点。

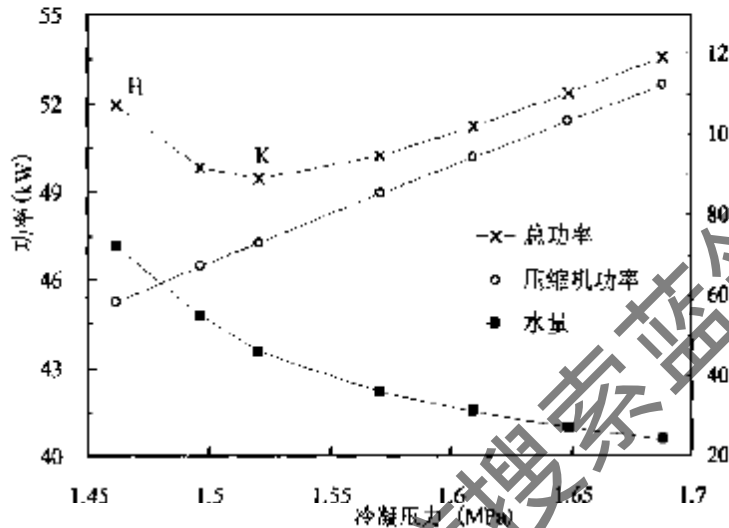


图6.13 CASE 2时冷凝压力与功率以及水量的关系

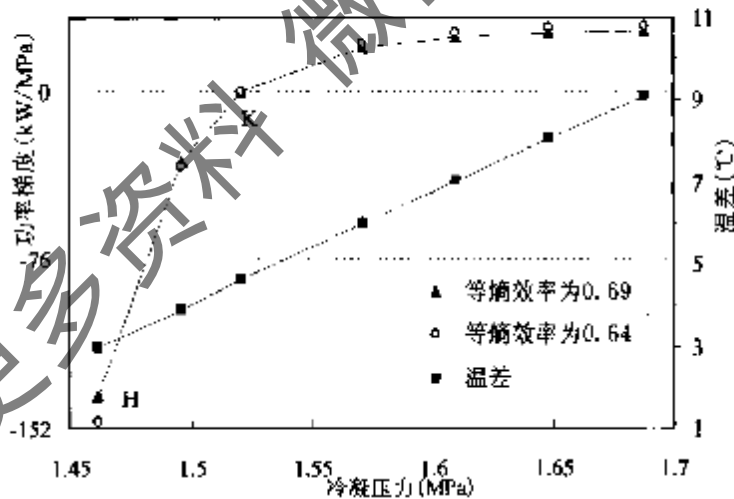


图6.14 CASE 2时冷凝压力与功率梯度以及温差的关系

6.5.5.3 CASE 3

CASE 3考虑冷凝器进水温度降低至29℃时的情形。图6.15和图6.16所示为CASE 3时的仿真结果。冷凝器进水温度降低后，近最优工况点向左漂移。总功率在1.373MPa附近接近最小值(M点附近)，此时的梯度值也接近于零，近最优工况点的冷凝压力减小，以适应降低了的冷却水温度。M点的水量为46.07m³/h，温差为4.57℃，N点为定水量工况点。

将M点与相同负荷率下31℃进水温度时机组近最优工况点(E点)相比较。冷却水温降低2℃后，机组近最优工况点的总功率减少了5.49%。

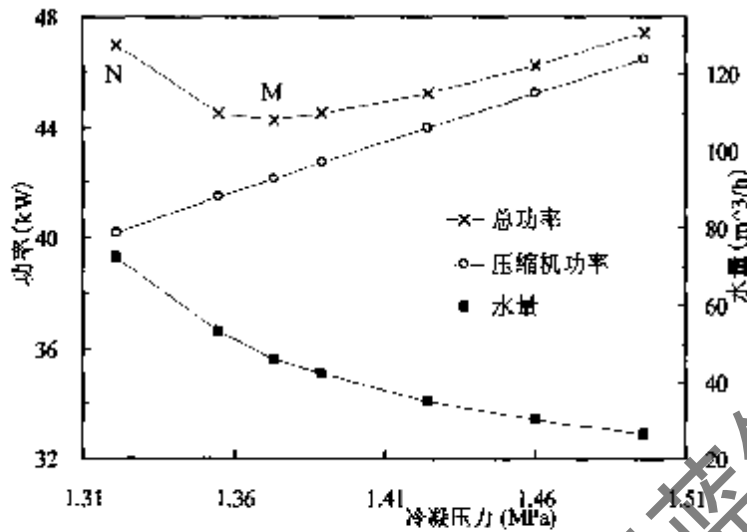


图6.15 CASE 3时冷凝压力与功率以及水量的关系

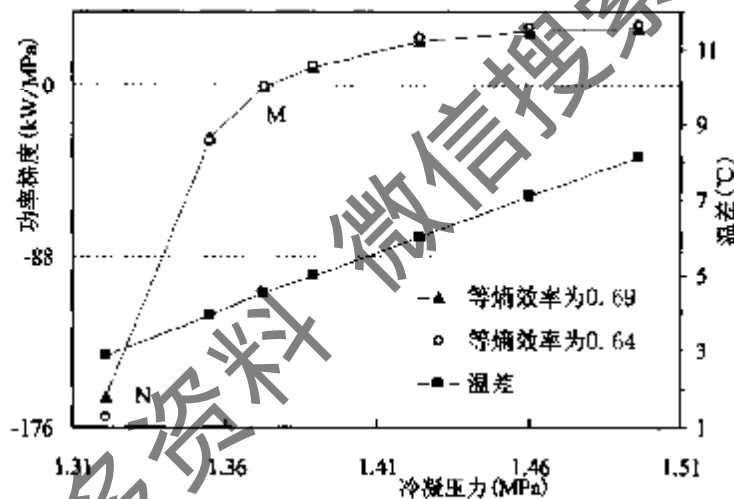


图6.16 CASE 3时冷凝压力与功率梯度以及温差的关系

6.5.5.4 CASE 4

除水量和换热量外，冷凝器的总传热系数还与污垢热阻(R_f)和金属热容等多项因素有关，其中影响最大的是污垢热阻。表6.3中的参数值是对污垢热阻很小的新机组辨识而得出的。多数情况下机组在部分负荷下运行，冷却水量减小会使其冲刷能力降低，加快冷凝器的结垢速度。如果机组运行了一段时间且没有进行清洗，污垢热阻增大，换热效率下降，此时机组的运行特性会发生变化。

新机组的污垢热阻通常为 $0.086\text{m}^2\cdot\text{℃}/\text{kW}$ ，这也是我国的名义空调工况所规定的污垢热阻值，假定运行一段时间以后，污垢热阻增大一倍，为 $0.172\text{m}^2\cdot\text{℃}/\text{kW}$ ，冷凝器模型参数中的 C_0 增大。对60%满负荷、进水温度仍为 31℃ 时的情形进行了仿真，结果如图6.17和图6.18所示。图中的R点和S点分别为近最优工况点

和定水量工况点，与同样进水温度和负荷率的CASE 1相比，污垢热阻增大使得这两个工况点的冷凝压力都有所增加，总功率增加，COP下降。R点的水量为 $46\text{m}^3/\text{h}$ ，温差为 4.65°C 。

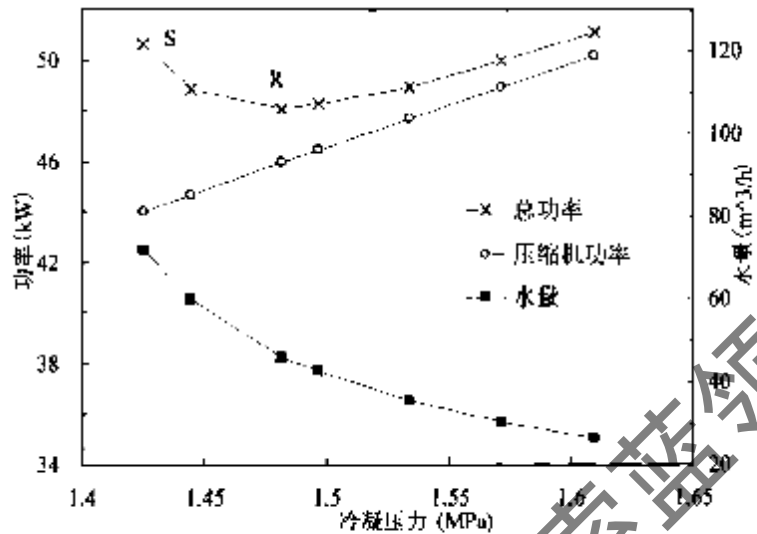


图6.17 污垢热阻增加后冷凝压力与功率以及水量的关系

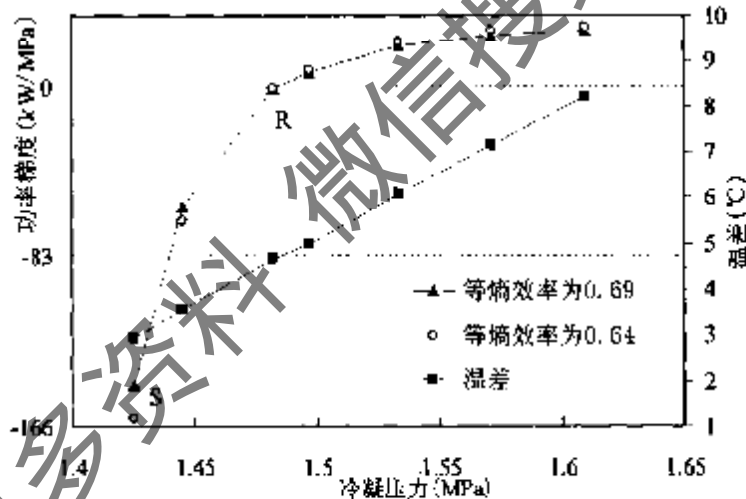


图6.18 污垢热阻增加后冷凝压力与功率梯度以及温差的关系

6.5.6 仿真结果的分析与讨论

在前面的仿真计算中，同时也计算了 $\eta_{is}=0.64$ 时的梯度值。从图6.10、图6.12、图6.14、图6.16和图6.18中可以看出：在不同负荷率、不同进水温度以及不同污垢热阻时， η_{is} 的变化尽管会增加压缩机功率和总功率，但对近最优工况点的冷凝压力值没有影响。也就是说，即使 η_{is} 下降后仍采用原有的值，近最优工况点也不会发生漂移，不会影响寻优的结果，也不会影响自适应控制的效果。因此，在应用本文提出的控制方法时不必对 η_{is} 进行在线辨识，可以取其为定值。

总结以上四种情形可以发现：在相同的部分负荷率下，尽管进水温度发生变化，近最优工况点的进出水温差都在 4.6°C 左右，而此时的水量都在 $46.1\text{m}^3/\text{h}$

左右。可见，近最优工况点所需水量的大小主要还是取决于负荷率，而进水温度对最优工况点的冷凝压力影响很大，进水温度越高，近最优工况点的冷凝压力也越高。

如果单纯比较水泵功率，部分负荷时变流量水泵的节能率可能会比较高。由于水量的减少会导致机组能耗增加，要正确评价变流量系统的节能效果，必须比较总功率。表6.5表示的是近最优工况点与定水量运行工况点的冷凝压力以及总功率的对比。

表 6.5 近最优工况与定水量工况的对比

项目	满负荷		60%满负荷		R_f 增大一倍 $t_{cin}=3\text{℃}$
	$t_{cin}=31\text{℃}$	$t_{cin}=29\text{℃}$	$t_{cin}=31\text{℃}$	$t_{cin}=33\text{℃}$	
定水量工况 p_c (MPa)	1.533 5	1.321	1.39	1.462	1.425 3
近最优工况 p_c (MPa)	1.565	1.373	1.445	1.521	1.482
定水量工况 N_{tot} (kW)	86.56	46.98	49.31	51.94	50.66
近最优工况 N_{tot} (kW)	85.90	44.28	46.85	49.44	48.10
节能率 (%)	0.76	5.75	5	4.81	5.05

仿真结果表明，采用本文提出的控制方法后，在60%满负荷下系统能够节能4.81%—5.75%，即使是在满负荷下，也有一定的节能效果。考虑到这时的基数是系统的总能耗，能达到5%左右的节能率已经比较可观了。在实际运行中，机组的负荷率越低，节能效果会越明显。

以上对不同冷凝压力点的计算是为了与近最优工况点进行对比。事实上，变速泵的变速范围一般为45%—100%^[166]，当水泵转速低于45%的额定转速时，水泵的运行性能就会变得不稳定（因为一般的水泵都是按照定转速工况设计的）。而且，当水泵的转速低于额定转速的40%—50%时，水泵效率会明显下降。变频器一般会锁定一个下限频率，图6.13中最右边的工况点在实际中很难出现。

6.6 对于冷却水大温差的分析

近年来，“空调大温差”技术逐渐得到应用，包括有送风大温差、冷冻水大温差和冷却水温差^[167-169]。其中的冷却水大温差运行针对常规的满负荷时冷却水温差为5℃，通过加大进出水温差和减小流量来达到减少输配能耗和冷却塔能耗的目的。冷却水温差加大以后，虽然可以减小冷却水泵和冷却塔的功率，但也会提高冷凝温度，进而增加压缩机的功率。采用冷却水大温差是不是一定节能？这就要求根据具体情况进行模拟分析。

计算的方法与6.5.3中提出的计算方法基本类似，不同之处在于流量初值的

取值不同。前面分析的是对同一个系统变流量的情形，而以下的分析在不同的设计温差下进行，不同设计温差时的水泵能耗要用式(3.65)计算，不同设计温差下所需的扬程用管路特性方程计算。不同水量时冷却塔能耗的经验计算式为^[67]：

$$N_{ct} = 0.0972G_c \quad (6.49)$$

式中的 N_{ct} 和 G_c 的单位分别为 kW 和 m^3/h 。

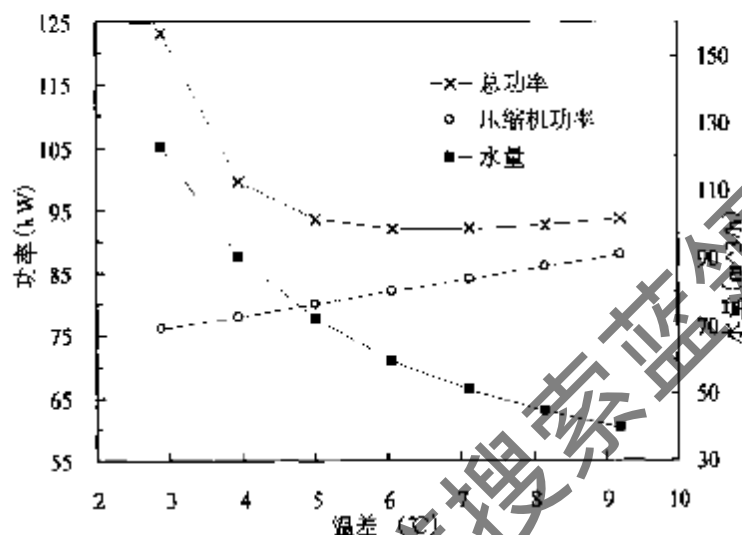


图 6.19 不同设计温差时的功率和所需的水量

仍然采用前面的例子，计算了满负荷下不同冷却水温差时的压缩机功率、冷却水泵和冷却塔功率，计算结果如图 6.19 所示，图中的总功率为压缩机、冷却水泵和冷却塔的功率之和。设计温差低于 5°C 时，由于冷却水泵和冷却塔的功率较大，总功率较大。设计温差在 5°C—9°C 之间变化时，总功率变化很小。可见，由于中小规模的空调冷却水系统的水泵功率在总功率中的比例较小，冷水机组功率的升高对加大温差后总功率的影响较大。对于中小规模的中央空调冷却水系统，采用长期以来广泛应用的 5°C 的标准设计温差总体而言是合理的，不宜盲目地采用冷却水大温差，而应该采用变速水泵和冷却塔变速风机来降低其冷却水系统的运行能耗。对于规模大、冷却水量大的系统，如超高层建筑、区域供冷系统等，水泵功率在总功率中的比例较大，可以采用以上的方法对具体情况进行分析，适当加大温差，降低冷却水系统的总能耗，还能够使水泵、冷却塔和管道的初投资得到一定的降低。例如：上海万国金融大厦的冷却水大温差为 8°C (32°C/40°C)^[67]；美国波士顿 Logan 国际机场区域供冷系统的冷却水大温差为 8.3°C^[69]，都产生了明显的节能效果。

6.7 小结

水源侧的输配能耗对地表水源热泵系统和冷水机组系统性能系数的影响较

大，成为影响系统经济性的重要因素之一。本章提出了一种水-水热泵机组水源侧和冷水机组冷却水系统变流量运行时的自适应控制方法。这种方法将制冷运行时的冷凝压力作为控制变量，通过调节水量来改变冷凝压力，进而改变功率梯度值，使其运行工况点接近最优工况点。

建立了相应的控制模型，推导了功率梯度的计算公式。由于控制模型中冷凝器的参数需要通过在线辨识得出，本章提出了冷凝器参数的在线辨识方法。

根据该控制方法的特点，提出了控制系统的设置与构成。控制系统通过外环和内环来实现从参数估计到控制冷凝压力的过程。

对一个实例进行了仿真实验，仿真结果表明：

(1) 本文提出的自适应控制模型和控制方法能够捕捉到漂移的近最优工况点，能够使机组在不同负荷率、不同进水温度、不同污垢热阻以及不同等熵效率的情况下都运行在接近最优的工况下。

(2) 只要冷凝器出水温度不超过冷水机组安全运行的出水温度上限，在满负荷时机组仍然可以变流量运行。

(3) 近最优工况点所需水量的大小主要取决于机组的负荷率，进水温度越高，近最优工况点的冷凝压力也越高。

(4) 等熵效率的变化尽管会增加压缩机功率和总功率，但对近最优工况点的冷凝压力值没有影响。在应用本文提出的控制方法时不必对其进行在线辨识，可以取其为定值。

(5) 采用本文提出的控制方法后，在60%满负荷下系统能够节能5%左右，即使是在满负荷下，也有一定的节能效果。

(6) 对于中小规模的中央空调冷却水系统，采用长期以来广泛应用的5℃的设计温差基本上是合理的。对于规模大、冷却水量大的系统，可以在对具体情况进行分析的基础上适当加大温差，降低冷水机组和冷却水泵的总能耗。

结 论

作为地源热泵家族中的一员,地表水源热泵在国外应用的时间已经比较长了,但在中国的应用才起步。目前国内在地表水源热泵理论与试验研究方面的积累较少。由于一些关键技术问题尚未得到解决,一些工程建设方对地表水源热泵技术的应用心存顾虑,直接影响了这项技术的推广应用。本文结合我国南方地区的地表水温特点和气候特点,对几类地表水源热泵的运行特性和运行优化问题进行了试验与理论研究,研究内容涉及土木与水利以及控制等学科的交叉领域。

本文的主要工作和结论如下:

(1) 在对国内外研究现状进行分析和总结的基础上,自主设计了湖南省湘潭市城市中心区大型地表水源热泵区域供冷供热系统。对该系统夏、冬季实际运行情况进行了全面的测试,包括水质、湖水温度恢复情况、气温、进出水温度、COP等。还对南方地区地表水源热泵系统与风冷热泵的性能进行了对比测试。测试结果表明:在相同的水温和气温下,考虑湖水泵功率时系统制冷运行COP比风冷热泵高0.7~0.85,制热运行时在相同的水温和气温下,系统的COP比风冷热泵的COP高0.46左右。

(2) 闭式系统水底换热盘管和热泵机组的参数不但受空调负荷和水面上气象参数变化的影响,而且两者之间存在相互影响。本文完整、系统地建立了闭式地表水源热泵系统的动态模型,并编制了闭式地表水源热泵系统动态模拟程序CLOOP,对位于长沙市的一处拟建的闭式地表水源热泵系统在制冷制热期的动态特性进行了模拟。分析了换热盘管大小对进液温度的影响;分析了水体深度、面积对进液温度和底层水温的影响;比较了无负荷和有负荷时的底层水温变化;分析了该系统的性能。研究结果表明:如果需要供冷供热两用的话,这种系统适合于在我国的夏热冬冷地区应用。

(3) 工程应用中会出现地表水量不稳定或不足的情况,本文提出了两类混合地表水源热泵系统。针对本文提出的带喷泉的混合地表水源热泵系统,建立了相关的模型。该模型无需知道粒径分布函数等,输入少量的参数便可以模拟不同工况下水池喷淋冷却的效果,便于在工程实践中应用。

对某种型号喷嘴的喷淋冷却效果进行了模拟,模拟结果与实测结果较为吻合。对一个带喷泉的混合地表水源热泵系统进行了模拟,模拟结果表明:随着时间的推移,启用喷泉后的水温较之不启用喷泉时水温的优势越来越明显,两者之间的温差越来越大,喷泉起到了很好的辅助散热效果。

(4) 地表水源热泵、冷水机组的冷却水以及工业冷却水排入地表水体后,

会使水温发生变化,并可能会影响到水体的生态环境,有必要对这种影响进行预测。本文研究了地表水作为热泵低位热源时的水温恢复机理,提出了冬季弱温水体得热系数的计算公式。

针对封闭地表水体与外界换热以及受纳废热的特点,将水温变化过程看成是一个随机过程,首次建立了封闭水体水温变化的随机模型,并且给出了随机微分方程解过程的数字特征的求解方法。在已知当地气象参数的随机特性的条件下能够求出水温变化的随机特性。计算结果有助于深刻认识封闭地表水体水温变化的特点,并且能以不保证率的形式给出地表水源热泵系统进液温度的上限。

建立了一个河流温排水的简化二维预测模型,并给出了该模型的解析解。采用该模型对株洲电厂温排水对下游水域水温的影响进行了预测,并与实测结果进行了对比。采用简化模型计算得出的下游水温变化规律、变化趋势与实测结果是相符的。对于一个简化模型而言,其精确程度能够满足水环境管理和热污染控制的计算实践中的精度要求。

(5) 针对定温差控制法应用中存在的控制效果与控制适应性差的缺点,提出了一种水-水热泵机组的水源侧和冷水机组的冷却水系统变流量运行时的自适应控制方法。建立了相应的控制模型,推导了功率梯度的计算公式,提出了控制模型参数的在线辨识方法。根据该控制方法的特点,提出了控制系统的设置与构成。为了验证控制方法及其控制模型的准确性,建立了系统仿真模型,对一个实例进行了仿真实验。仿真结果表明:采用本文提出的控制方法后,在60%满负荷下系统能够整体节能5%左右,机组的负荷率越低,节能效果会越明显。即使是在满负荷下,也有一定的节能效果。

本文的工作中有以下的应用创新和理论创新值得指出:

(1) 在应用创新方面,作者在对国内外研究现状进行分析和总结的基础上,自主设计了湖南省湘潭市城市中心区大型地表水源热泵区域供冷供热系统,为今后国内发展大型地表水源热泵区域供冷供热系统积累了设计与运行数据,提供了参考依据。

(2) 完整、系统地建立了闭式地表水源热泵系统的动态模型。应用该模型能够根据逐时的负荷和气象参数模拟出闭式系统全年运行的动态特性,为闭式地表水源热泵系统的优化设计提供参考依据。

(3) 在提出“索特尔平均温度”概念的基础上,建立了预测水池喷淋冷却效果的简化模型,该模型的输入参数少,可以方便地用于设计带喷泉的混合地表水源热泵系统。

(4) 揭示了地表水作为热泵低位热源时的水温恢复机理,提出了弱温水体得热系数的计算公式。

(5) 针对封闭地表水体与外界换热以及受纳废热的特点,将水温变化过程

看成是一个随机过程,首次建立了封闭水体水温变化的随机模型,并给出了随机微分方程解过程的数字特征的求解方法。随机模型有助于深刻认识封闭水体水温变化的特点,并且能以不保证率的形式给出地表水源热泵系统进液温度的上限。

(6) 提出了一种水-水热泵机组的水源侧和冷水机组的冷却水系统变流量运行时的自适应控制方法,建立了相应的控制模型,提出了控制模型参数的在线辨识方法以及控制系统的设置与构成。该方法克服了定温差控制法应用中存在的控制效果与控制适应性差的缺点,能够跟踪机组负荷率以及冷凝器参数的变化,使机组和水泵的总功率接近最小。

在本文研究的基础上,以下几方面的内容需要在今后进一步研究:

(1) 继续完善封闭式地表水源热泵系统动态模型,考虑盘管外表面污垢热阻(需进行实际的测算)以及冬季盘管外表面结冰的影响,并对封闭式地表水源热泵系统开展试验研究。

(2) 对于混合地表水源热泵的应用,为了确定辅助散热、加热装置最合理的容量大小,需要根据具体情况对其进行技术经济分析。今后需要研究相应的技术经济分析方法和程序。

(3) 第六章采用仿真实验的方式对本文提出的冷却水系统自适应控制方法进行了验证,但这种控制方法还有待实践的检验。接下来需要建造试验系统,对本文提出的控制方法进行检验,并且在实践中进一步完善该控制方法。

近年来,中央对建筑节能工作很重视,提出要大力发展节能省地型住宅和公共建筑,全面推广和普及建筑节能技术,建设资源节约型、环境友好型社会。这为地源热泵技术的推广应用提供了契机。

我国的地表水资源比较丰富,江河湖海众多,其中蕴藏着丰富的低位热能。地表水源热泵能够利用一些地表水体的温度特征,为建筑物供冷供热,是一项节能、环保的可再生能源技术,有利于节约空调采暖能耗。希望有更多的企业和个人来关注和推动这项技术在我国的研究、推广和应用。对于地表水源热泵技术今后在国内的推广应用,本文建议:

(1) 对地表水源热泵作出科学、权威的定位和技术经济评价。

(2) 作为一项在我国应用比较少的可再生能源技术,应制定鼓励使用新型可再生能源的经济政策,来促进这项技术的推广。据笔者所知,目前北京市已经出台了这方面的优惠政策,对采用地表(地下)水源热泵、土壤源热泵和再生水源热泵的工程项目给予补助^[170]。

(3) 尽快制定地表水应用于热泵系统的规范和标准,规范这项技术的应用,以避免对水资源和水环境带来不良的影响。

参考文献

- [1] 郎四维, 龙惟定, 林海燕, 等. 公共建筑节能设计标准宣贯辅导教材. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005, 11
- [2] 中华人民共和国建设部. 贯彻落实科学发展观大力发展节能与绿色建筑. <http://www.cin.gov.cn/green/yj/>, 2005-02-23
- [3] 新华网. 今年区域性、季节性电力缺口仍然存在. http://news.xinhuanet.com/fortune//2006-03/18/content_4315339.htm, 2006-03-14
- [4] 龙惟定, 王长庆, 丁文婷. 试论中国的能源结构与空调冷热源的选择取向. 暖通空调, 2000, 30(5):27-32
- [5] 姚杨, 马最良. 浅议“热泵”定义. 暖通空调, 2002, 32(3):33
- [6] 徐邦裕, 陆亚俊, 马最良. 热泵. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988, 14
- [7] Cube H L, Steimle F 著, 王子介译. 热泵的理论与实践. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986, 36-39
- [8] Heitschue R D. Heating with heat pumps. Refrigeration Engineering, 1951, 41(5):317-320
- [9] Rose R. Heat pumps in Europe—an overview. In: Proceedings of the 7th International Energy Agency Heat Pump Conference. Beijing, 2002, 47-53
- [10] Calm J M. Heat pumps in USA. International Journal of Refrigeration, 1987, 10(4):190-196
- [11] 李新国. 中高温热泵及其压缩式制冷机的研究: [天津大学硕士论文]. 天津: 天津大学, 1989, 2-3
- [12] 马最良, 姚杨, 杨自强. 水环热泵空调系统设计. 北京: 化学工业出版社, 2005, 1-2
- [13] 范新, 谢岍, 甄华斌, 等. 水源热泵系统及其应用. 见: 殷平主编. 现代空调(3). 北京: 中国建筑工业出版社, 2001, 106-111
- [14] ASHRAE. ASHRAE handbook — applications. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1999, 794-796
- [15] 郑秀华. 世界地热资源开发应用现状. 探矿工程, 2001(1):6-7
- [16] 马荣生, 孙志高. 地热资源及其在热泵供热中的应用. 节能与环保, 2003(7):25-27
- [17] 马最良, 杨辉. 太阳能开式环路水源热泵空调系统. 应用能源技术, 1997(3):41-44

- [18] 林之光. 长江中下游水域气候及其三峡水库可能的气候效应. 气象, 1985, 11 (12): 24-28
- [19] Ryushi T, Kita I, Sakurai H. The effect of exposure to negative air ions on the recovery of physiological responses after moderate endurance exercise. *International Journal of Biometeorol*, 1998, 4(3): 132-136
- [20] Watanabe I, Noro H, Ohtsuka Y. Physical effects of negative air ions in a wet sauna. *International Journal of Biometeorol*, 1997, 40(2): 107-112
- [21] Morton L L, Kershner J R. Differential negative air ion effects on learning disabled and normal-achieving children. *International Journal of Biometeorol*, 1990, 34(1): 35-41
- [22] 厉曙光, 刘琦, 李进, 等. 喷泉产生的空气负离子及其影响因素的研究. 环境与健康杂志, 2000, 17(4): 205-207
- [23] Kavanaugh S P, Rafferty K. *Ground-source heat pumps—design of geothermal systems for commercial and institutional buildings*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1997, 119-120
- [24] Hattemer B, Kavanaugh S P. Design temperature data for surface water heating and cooling systems. *ASHRAE Transactions*, 2005, 111(1): 695-701
- [25] Kavanaugh S P. Design considerations for ground and water source heat pumps in southern climates. *ASHRAE Transactions*, 1989, 95(1): 1139-1149
- [26] Kavanaugh S P, Pezent M C. Lake water applications of water-to-air heat pumps. *ASHRAE Transactions*, 1990, 96(1): 813-820
- [27] Sauer J H, Howell R H. *Heat pump systems*. New York: John Wiley & Sons, 1983, 106-110
- [28] Büyükalaca O, Ekinci F, Yilmaz T. Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source-sink for a heat pump. *Energy*, 2003, 28(2): 157-169
- [29] Aittomäki A. Lakes as a heat source in cold climate. In: *Proceedings of the 21st International Congress of Refrigeration*, Washington, 2003, 872-878
- [30] Katsuhiko N, Tetsuya M. Energy recycling system for urban waste heat. *Energy and Buildings*, 1991, 16(2): 553-560
- [31] Lu A, Charters W S. Electrical and engine driven heat pumps for effective utilization of renewable energy resources. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23(10): 1295-1300
- [32] Ma S W Y, Kueh C S W, Chiu G W, et al. Environmental management of coastal cooling water discharges in Hong Kong. *Water Science & Technology*, 1998, 38 (8): 267-274

- [33] Hanneke V. Large energy systems — an international overview. IEA Heat Pump Centre Newsletter, 1998,16(1):10-15
- [34] Enstrom. Some experience of heat pump in district heating networks. In: Proceedings of the 16th International Congress of Refrigeration. Paris, 1983, 25-30
- [35] JARN Ltd. A new river water source heat pump project. Japan Air-Conditioning, Heating & Refrigeration News, 1996-08-25
- [36] Hazen E. Deep water source cooling: an untapped resource. In: Proceedings of the 10th Annual District Cooling Conference. Florida, 1995, 276-282
- [37] 蒋爽, 李震, 端木琳. 海水热泵系统在斯德哥尔摩应用及其在中国的发展前景. 见: 2005 年全国空调与热泵节能技术交流会论文集. 大连, 2005, 89-95
- [38] 王刚. 瑞典区域供冷技术对中国的启示. 建筑热能通风空调, 2004, 23(3):24-29
- [39] Tim P, Joyce W S. Lake-source cooling. ASHRAE Journal, 2002,44(4):37-39
- [40] Davey T. Deep lake water cooling—a matter of degrees. Environmental Science & Engineering, 2003(9):67-71
- [41] 慧聪暖通制冷行业频道编辑部. 2005 年度暖通制冷行业十大新技术. 2006 年中国行业资讯大全·暖通制冷行业卷, 2006, 4(1):101-102
- [42] 大连高新园区冷冻空调科技公司. 大连市海水热泵技术工程的应用. 大连制冷信息简报(空调与热泵特刊), 2005(1):23-24
- [43] 中华人民共和国水利部. 2002 年中国水资源公报. <http://www.mwr.gov.cn>, 2002-12-31
- [44] 秦红, 文远高, 张文华. 空调系统的地表水利用及其节能和环境影响分析. 见: 1998 年全国暖通空调制冷学术年会学术文集. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998, 322-326
- [45] 祝耀升, 张晓奋, 单哲简. 地下水空调技术. 北京: 航空工业出版社, 1994, 12
- [46] 何满满, 李学元. 混合水源联动运行空调技术及工程应用. 矿业研究与开发, 2004, 24(1):30-33
- [47] 李永安, 李继志, 王先玉. 湖水水源热泵综合能源利用设计与实践. 低温建筑技术, 2003(5):78-79
- [48] 于立强. 青岛东部开发区建设海水冷热源大型热泵站可行性分析. 暖通空调, 1996, 26(3):10-13
- [49] 《湘潭日报》社. 2004 年震撼湘潭的十大新闻事件. 湘潭日报, 2005-03-27
- [50] Chow T T, Au W H, Yau R, et al. Applying district-cooling technology in Hong Kong. Applied Energy, 2004,79(11):275-289

- [51] 李炜. 环境水力学进展. 武汉: 武汉水利电力大学出版社, 1999, 313-317
- [52] 赵文谦. 环境水力学. 成都: 成都科技大学出版社, 1986, 156-158
- [53] ASHRAE. Commercial/institutional ground-source heat pump engineering manual. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1995, 77-79
- [54] Pezent M C, Kavanaugh S P. Development and verification of a thermal model of lakes used with water source heat pumps. ASHRAE Transactions, 1990, 96(1): 574-582
- [55] Chiasson A D, Spitler J D, Rees S J. A model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground source heat pump systems. ASHRAE Transactions, 2000, 106(2): 107-121
- [56] 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
- [57] Hondzo M, Stefan H G. Lake water temperature simulation model. ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 1993, 119(11): 1251-1273
- [58] Hondzo M, Ellis C R, Stefan H G. Vertical diffusion in small stratified lake: data and error analysis. ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 1991, 117(10): 1352-1369
- [59] Fang X, Stefan H G. Long-term lake water temperature and ice cover simulations/measurements. Cold Regions Science and Technology, 1996, 24(3): 289-304
- [60] 雒文生, 宋星原. 水环境分析及预测. 武汉: 武汉大学出版社, 2000, 142-143
- [61] 陈永旭, 张家旭, 李玉梁. 密云水库垂向水温模型研究. 水利学报, 1998(9): 14-20
- [62] Reid R C, Prausnitz J M, Poling B E. The properties of gases and liquids. New York: McGraw-Hill, 1987, 741
- [63] Incropera F P, DeWitt D P. Introduction to heat transfer. New York: John Wiley & Sons, 1996, 152
- [64] Churchill S W, Chu H S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1975, 18(9): 1049-1053
- [65] Kim S A. Discharge of buoyant fluid jets and particle-laden jets into stratified ambient fluid: [Ph.D. dissertation]. Vancouver: University of British Columbia, 2001, 62

- [66] Allen J J, Hamilton J F. Steady-state reciprocating water chiller models. ASHRAE Transactions, 1983,89(2):398-407
- [67] Stoecker W F. Procedures for simulating the performance of components and systems for energy calculations. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1975, 368-392
- [68] Stefanuk N B, Aplevich J D, Renksizbulut M. Modeling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump. ASHRAE Transactions, 1992, 98(2):172-184
- [69] Bourdouxhe J P, Grodent H M, Lebrun J J. A toolkit for primary HVAC system energy calculation-part 2: reciprocating chiller models. ASHRAE Transactions, 1994,100(2):774-786
- [70] Jin H. Parameter estimation based models of water source heat pumps: [Ph.D. dissertation]. Stillwater: Oklahoma State University, 2002, 162-163
- [71] ASHRAE. ASHRAE handbook — fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1997, 132-135
- [72] Mirth D R, Ramadhani S. Comparison of methods of modeling the air-side heat and mass transfer in chilled-water cooling coils. ASHRAE Transactions, 1993,99(1):285-298
- [73] Jacobi A M, Goldschmidt V W. Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall counterflow, baffled, finned-tube, condensing heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1990,33(4): 755-765
- [74] 吴俊云. 湿球温度与饱和焓值经验关系式. 暖通空调, 2000, 30(3):27-29
- [75] 刘宪英, 陈建萍, 王文, 等. 地源水-水热泵冬夏暖冷联供实验研究. 制冷学报, 2002, 23(2):10-14
- [76] Cantrell J M, Wepfer W J. Shallow ponds for dissipation of building heat: a case study. ASHRAE Transactions, 1984,90(1):239-246
- [77] Arnold D. Thermal storage case study: combined building mass and cooling pond. ASHRAE Transactions, 2000,106(1):819-827
- [78] Kavanaugh S P. A design method for hybrid ground-source heat pumps. ASHRAE Transactions, 1998,104(2):691-698
- [79] Phetteplace G, Sullivan W. Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system. ASHRAE Transactions, 1998,104(1):763-770
- [80] Codell R B. Spray pond design for nuclear power plants. ASCE Journal of Energy Engineering, 1986,112(2):90-103

- [81] Winiarski D. WhiteCapTM roof spray cooling system. <http://www.eren.doc.gov/femp>, 1997 12 21
- [82] Moussiopoulos N. Numerical simulation of spray cooling pond performance. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1987,109(2):179-185
- [83] Migdal D, Agosta V D. A source flow model for continuous gas-particle flow. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1967,35(4):860-862
- [84] Porter R W, Yang U M, Yanik A. Thermal performance of spray cooling systems. In: *Proceeding of the American Power Conference*. Washington, 1976, 1458-1472
- [85] Porter R W, Jain M, Chaturvedi S K. Unit thermal performance of atmospheric spray cooling systems. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1980,102(2):210-214
- [86] Chen K H, Trezek G J. Thermal performance models and drift loss predictions for a spray cooling system. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1977,99(2):274-280
- [87] Chen K H, Trezek G J. The effect of heat transfer coefficient, local wet bulb temperature and droplet size distribution function on the thermal performance of sprays. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1977,99(3):381-385
- [88] Codell R B. Performance model for ultimate heat spray ponds. *ASCE Journal of Energy Engineering*, 1986,112(2):71-89
- [89] Hsiang L P, Faeth G M. Drop deformation and breakup due to shock wave and steady disturbances. *International Journal of Multiphase Flow*, 1995,21(4):545-560
- [90] 蔡斌, 李磊, 王照林. 液滴在气流中破碎的数值分析. *工程热物理学报*, 2003, 24(4):613-616
- [91] Putnam A. Integrable form of droplet drag coefficient. *Journal of Atmosphere Rocket Society*, 1961,31(12):1467-1468
- [92] Ranz W D, Marshall W R. Evaporation from drops. *Chemical Engineering Progress*, 1952,48(1):141-146
- [93] Simmons H C. The correlation of drop-size distribution in fuel nozzle sprays. *Journal of Engineering Power*, 1977,99(3):309-319
- [94] Solomon K II. Drop size distributions for irrigation spray nozzles. *ASAE Transactions*, 1985,28(5):1966-1974
- [95] Sirignano W A. *Fluid dynamics and transport of droplets and sprays*. Cambridge: Cambridge University Press, 1999, 4-6
- [96] Yin R M. Numerical studies of fire and sprinkler induced air flows in atria:

- [Ph.D. dissertation]. Hong Kong: The Hong Kong Polytechnic University, 2000, 32-38
- [97] Li X G, Li M S. Droplet size distribution in sprays based on maximization of entropy generation. *Entropy*, 2003(5):417-431
- [98] Ahmadi M, Sellens R W. A simplified maximum-entropy-based drop size distribution. *Atomization and Sprays*, 1993(3):291-310
- [99] 马承伟, 严荷荣, 袁冬顺, 等. 液力式雾化喷头雾滴直径的分布规律. *农业机械学报*, 1999, 30(1):33-39
- [100] 王乃宁. 颗粒粒径的光学测量技术及其应用. 北京: 原子能出版社, 2000, 67-78
- [101] Funes-Gallanzi M. High accuracy measurement of unsteady flows using digital particle image velocimetry. *Optics & Laser Technology*, 1998,30(6-7):349-359
- [102] Adrian R J. Partical-imaging techniques for experiments fluid mechanics. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1991,23(3):261-304
- [103] Hinze J O. *Turbulence*. New York: McGraw-Hill, 1975, 724-741
- [104] 李平衡, 赵国, 张庆年. 喷射冷却的研究和应用. 见: 中国水利水电科学研究院科学研究论文集(第17集). 北京: 水利电力出版社, 1984, 239-256
- [105] 孔祥云. 能源与环境保护. 北京: 中国科学技术出版社, 1991, 106-107
- [106] 郑邦民, 赵昕. 湖泊型温度流的数值分析. *水利学报*, 1986(8):37-43
- [107] Hamrick J M, Mills W B. Analysis of water temperatures in Conowingo pond as influenced by the Peach Bottom atomic power plant thermal discharge. *Environmental Science & Policy*, 2000,3(4):197-209
- [108] Suh S W. A hybrid near-field/far-field thermal discharge model for coastal areas. *Marine Pollution Bulletin*, 2001,43(7):225-233
- [109] Shaw C Y, Lee Y. Wind-induced turbulent heat and mass transfer over large bodies of water. *Journal of Fluid Mechanics*, 1976,77(4):67-74
- [110] Ryan P J, Harleman D R. Surface heat loss from cooling pond. *Water Resources Research*, 1974,10(5):1269-1277
- [111] 陈惠泉, 何树椿, 刘长贵, 等. 超温水体水面蒸发与散热. *水利学报*, 1989(10):27-36
- [112] 中华人民共和国国家标准. 工业循环水冷却设计规范 GB/T50102—2003. 北京: 中国计划出版社, 2003, 33-34
- [113] Antonopoulos V Z, Gianniou S K. Simulation of water temperature and dissolved oxygen distribution in Lake Vegoritis, Greece. *Ecological Modelling*,

- 2003,160(1-2):39-53
- [114] Tanthapanichakoon W, Himmelblau D M. A stochastic analysis of a solar heated and cooled house. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, 1981, 103(2):158-166
- [115] Haghightat F, Unny T E, Chandrashekar M. Stochastic modeling of transient heat flow through walls. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, 1985, 107(3):202-207
- [116] Haghightat F. Thermal behaviour of buildings under random conditions. *Applied Mathematical Modelling*, 1987,11(5):349-356
- [117] Scartezzini J L. Using markovian stochastic modeling to predict energy performances and thermal comfort of passive solar systems. *Energy and Buildings*, 1987,10(2):135-150
- [118] Hokoi S. An analysis of stochastic properties of the cooling load in an intermittently air-conditioned building: analysis of discrete-time system. *ASHRAE Transactions*, 1990,96(1):183-190
- [119] Hokoi S, Matsumoto M. An analysis of stochastic properties of the heating load in an intermittently air-conditioned building. *Energy and Buildings*, 1988,11(1-3):259-266
- [120] Jiang Y, Hong T Z. Stochastic analysis of building thermal processes. *Building and Environment*, 1993,28(4):509-518
- [121] Hong T Z, Jiang Y. Stochastic weather model for building HVAC systems. *Building and Environment*, 1995,30(4):521-529
- [122] 洪天真. 建筑热环境的随机分析:[清华大学博士论文]. 北京:清华大学, 1994, 14-77
- [123] 陆传贤. 工程系统中的随机过程. 北京:电子工业出版社, 2000, 142-143
- [124] 尚致, 梅凤翔. Gauss 白噪声与非 Gauss 白噪声. *力学与实践*, 2002, 24(6):47-50
- [125] Collares-Pereira M, Rabl A. The average distribution of solar radiation correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. *Solar Energy*, 1979,22(2):155-164
- [126] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节. 北京:中国建筑工业出版社, 1994, 28
- [127] 李庆扬, 王能超, 易大义. 数值分析. 武汉:华中理工大学出版社, 1986, 69-70
- [128] 武宝亭, 李庆士, 杨跃武. 随机过程与随机微分方程. 成都:电子科技大学出

- 版社, 1993, 158-160
- [129] 陆大淦. 随机过程及其应用. 北京: 清华大学出版社, 1986, 538-539
- [130] Guirk J, Rodi W. A depth-averaged mathematical model for the near field discharges into open channel flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 1978, 86(8): 761-781
- [131] Demuren A O, Rodi W. Side discharge into open channels: mathematical model. *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, 1982, 109(12): 1707-1722
- [132] 郝瑞霞, 周力行, 陈惠泉. 冷却水工程中湍浮力射流的三维数值模拟. *水动力学研究与进展*, 1999, 14(4): 484-492
- [133] Jirka G H, Adams E E, Stolzenbach K D. Buoyant surface jets. *ASCE Journal of the Hydraulic Division*, 1981, 107(12): 1467-1487
- [134] Jirka G H, Doneker R L, Hinton S W. User's manual for CORMIX: a hydrodynamic mixing zone model and decision support system for pollutant discharges into surface waters. U.S. Environmental Protection Agency, Env. Research Laboratory, Athens, Georgia, 1996, 17-25
- [135] Valeo C, Tsanis I K, Shen H. Modelling Mimico Creek as a surface discharge. *Journal of Hydraulic Research*, 1996, 34(1): 115-131
- [136] Davison M J, Pun K L. Hybrid model for prediction of initial dilutions from outfall discharges. *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, 1998, 124(12): 1188-1197
- [137] Jones G R, Nash J D, Jirka G H. CORMIX3: an expert system for mixing zone analysis and prediction of buoyant surface discharges. DeFrees Hydraulics Laboratory, Cornell University, Ithaca, New York, 1996, 62-65
- [138] 余常昭. 环境流体力学导论. 北京: 清华大学出版社, 1992, 138-141 以及 295-297
- [139] 北京水利水电科学研究院冷却水所. 株洲电厂负荷、冷却水量及凝汽器进出口水温观测资料. 长沙: 湖南省电力局, 1996, 1-5
- [140] 湖南省水文水资源勘测局. 株洲电厂水温测量分析图表. 长沙: 湖南省水文水资源勘测局, 1996, 1-20
- [141] Deng S M, Burnett J. Performance monitoring and measurement for central air conditioning chiller plants in buildings in Hong Kong. *HKIE Transactions*, 1997, 4(1): 7-12
- [142] 潘云钢. 高层民用建筑空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999, 330
- [143] 徐菱红, 王凌云. 集中空调冷却水系统的节能运行. *暖通空调*, 2000, 30(3): 82-84

- [144] 孙一坚. 关于集中空调冷却水系统节能运行——评《节能不能因小失大》. 暖通空调, 2003, 33(2):39
- [145] 张谋雄. 冷水机组变流量的性能. 暖通空调, 2000, 30(6):56-58
- [146] 曾振威. 节能不能因小失大——兼与《集中空调冷却水系统的节能运行》商榷. 暖通空调, 2002, 32(4):32-33
- [147] 李苏泷. 集中空调冷却水变流量问题辨析. 暖通空调, 2005, 35(6):52-54
- [148] 李苏泷, 徐莉, 朱海峰. 水冷式冷水机组冷凝温度控制法研究. 制冷学报, 2005, 26(4):59-62
- [149] Astrom K J. Theory and application of adaptive control—a survey. Automatica, 1983,19(5):471-486
- [150] Ljung L R, Anderson B D. Adaptive Control, where are we? Automatica, 1984,20(5):499-501
- [151] 李清泉. 自适应控制系统理论、设计与应用. 北京:科学出版社, 1990, 2-7
- [152] Wang S W, Burnett J. Online adaptive control for optimizing variable-speed pumps of indirect water-cooled chilling systems. Applied thermal Engineering, 2001,21(11):1083-1103
- [153] Darrow J N, Lovatt S J, Cleland A C. Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behavior of a refrigeration system. In: Proceedings of the 18th International Congress of Refrigeration. Montreal, 1991, 217-221
- [154] Koury R, Machado L. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 2001,24(2):192-200
- [155] Sonntag R E, Borgnakke C. Fundamentals of thermodynamics. New York: John Wiley and Sons, 1996, 342
- [156] 蔡季冰. 系统辨识. 北京:北京理工大学出版社, 1989, 27-29
- [157] Svensson M C. Non-steady-state modeling of a water-to-water heat pump unit. In: Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration. Sydney, 1999, 431-435
- [158] 陈在平, 杜太行. 控制系统计算机仿真与 CAD—MATLAB 语言应用. 天津:天津大学出版社, 2001, 1-2
- [159] 张祉佑. 制冷原理与设备. 北京:机械工业出版社, 1987, 191-192
- [160] Wang S W. Dynamic simulation of a building central chilling system and evaluation of EMCS on-line control strategies. Building and Environment, 1998,33(1):1-20
- [161] Slipevcic. Heat transfer and flow resistance calculation of the inner finned

- tube. Die Kälte, 1970(9):81-87
- [162] Stephan K, Abdelsalam M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980,23(1):73-86
- [163] Cleland A C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. International Journal of Refrigeration, 1986,9(8): 346-351
- [164] 沈志光. 制冷工质热物理性质表和图. 北京:机械工业出版社, 1983, 13-15
- [165] 黄文厚, 李娥飞, 潘云钢. 一次泵系统冷水机组变流量控制方案. 暖通空调, 2004, 34(4):65-69
- [166] Rishel J B. HVAC pump handbook. New York: McGraw-Hill, 1990, 246
- [167] 殷平. 空调大温差研究(1):经济分析方法. 暖通空调, 2000, 30(4):62-66
- [168] Kirkpatrick A T, Elleson J S. Cold air distribution system design guide. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1996, 162-165
- [169] Garen H, Demirchian P E, Michael A, et al. The benefits of higher condenser water ΔT at Logan international airport central chilled water plant. In: Proceedings of the 88th Annual Conference of International District Energy Association. San Diego, 1997, 291-300
- [170] 北京市发展和改革委员会. 关于发展热泵系统的指导意见. <http://www.bjpc.gov.cn/tztg/200606/t122122.htm>, 2006-05-31

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附录 A 攻读博士学位期间所发表的论文与科研成果

一、发表的论文

- [1] Xiao Chen, Guoqiang Zhang, Jianguo Peng, et al. The performance of an open-loop lake water heat pump system in south China. *Applied Thermal Engineering*, 2006,26(17-18):2255-2261 (SCI、EI 源刊物)
- [2] 陈晓, 张国强, 彭建国, 等. 开式地表水源热泵在湖南某人工湖的应用研究. *制冷学报*, 2006, 27(3):10-13
- [3] Xiao Chen, Guoqiang Zhang, Likui Yu. Building energy options in China. In: *Proceedings of the 2nd International Conference on Built Environment and Public Health*. Shantou: China Environmental Science Press, 2004, 490-500 (ISTP 收录)
- [4] Likui Yu, Guoqiang Zhang, Xiao Chen. Development of a web-based global optimal management system for district cooling. In: *Proceedings of the 4th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning*. Beijing: Tsinghua University Press, 2003, 973-977 (EI、ISTP 收录)
- [5] Xiao Chen, Guoqiang Zhang, Jianguo Peng, et al. Application of lake-water heat pump system for district heating and cooling in south China. In: *Proceedings of the 8th IEA Heat Pump Conference*, Las Vegas, USA, June, 2005.
- [6] 陈晓, 张国强, 文进希. 区域供冷系统中制冷机系统的优化配置探讨. *流体机械*, 2003, 31(6):55-58
- [7] 陈晓, 张国强, 文进希. 住宅小区集中供冷系统冷却水利用的探讨. *建筑热能通风空调*, 2003, 22(4):12-13
- [8] 陈晓, 龚福华, 张国强. 湖南地区节能住宅与普通住宅的技术经济比较. *湖南工程学院学报*, 2004, 14(4):89-91
- [9] 陈晓, 张国强, 彭建国, 等. 地表水在供冷供热中应用的现状及分析. *建筑热能通风空调*, 2006, 25(2):25-27
- [10] 陈晓, 张国强, 周军莉, 等. 几种集中供冷水系统形式的能耗分析与比较. *制冷与空调*, 2003, 3(1):32-36
- [11] 陈晓, 张国强, 龙舜心, 等. 集中供冷系统中制冷机系统运行与配置方案优化. *制冷空调与电力机械*, 2003, 24(1):15-18
- [12] 陈晓, 张国强, 彭建国, 等. 南方地区开式湖水源热泵的应用研究. 见:2005 年全国空调与热泵节能技术交流会论文集. 大连, 2005, 96-101

二、科研成果及获奖

- [1] 第九完成人. 南方地区建筑节能与室内环境控制集成技术研究. 2006 年度湖南省科技进步二等奖
- [2] 第二完成人. 适合于南方地区的小区集中供冷供热集成技术研究.
2005 年 12 月通过湖南省科技厅组织的鉴定 (湘科鉴字[2005]第 128 号), 整体国际先进水平, 部分内容国际领先. 2006 年 3 月完成科研成果登记 (湘科成登字第 943Y20060180 号)
- [3] 主持. 湖南地区低能耗舒适住宅的应用研究. 湖南省教育厅科研项目 (2003-2004), 项目编号: 02C158
- [4] 主要起草人. 《湖南省居住建筑节能设计标准 DBJ43/001-2004》.
2004 年 7 月通过专家评审, 国内先进水平. 2004 年 9 月 15 日由湖南省建设厅发布, 2004 年 11 月 1 日起实施, 2004 年 10 月由中国建筑工业出版社出版。

获取更多资料 微信搜索 蓝星地球

附录 B 湘潭城市中心区详细规划及其地表水源热泵系 统服务范围示意图



- 1—集中机房
- 2—市广电中心
- 3—湘潭大剧院
- 4—市政府大楼
- 5—市委大楼
- 6—市政协大楼
- 7—市人大大楼
- 8—人工湖的
上湖部分
- 9—人工湖的
下湖部分
- 10—东方红广场

(说明：政协大楼和人大大楼已经动工兴建，建成后将加入该区域供冷供热系统)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

致 谢

冬去春来，光阴荏苒，不知不觉我已经在湖南大学求学了六个年头。1999年，我来到千年学府，在导师张国强教授的指引下，进入了建筑可再生能源利用和集中供冷供热的研究领域。地表水源热泵在国内的研究和应用较少，正是这样一个研究领域吸引了我，让我在参加工作后决心再一次回到校园深造，正是由于张老师在选题时的慧眼独具，才有了现在的这篇博士论文。由衷感谢张老师的精心指导和栽培！张老师忘我、实干的工作作风，勇于开拓的治学精神永远是我学习的榜样。

要感谢建筑环境与设备工程系的汤广发教授、李念平教授、陈友明教授、龚光彩教授、彭建国老师、张泉老师、周晋老师等，各位老师在学业上的指点和帮助让我终生难忘。还要感谢曾经在一起共事的湖南工程学院龚福华老师、湖大建筑学院刘宏成老师。

要特别感谢湖南凌天科技有限公司的总经理林直军、总工程师林汉柱等，没有你们的大力支持与帮助，我的博士学业的完成是难以想象的，三年的合作共事让我们结下了非同寻常的友谊！

湖南省建筑设计院的戴小珍高工在地源热泵的推广实践方面给了我很好的指点；全国暖通学会热泵学组组长，中国建筑科学研究院的王清勤研究员对本文的工作提出了宝贵的建议，让我受益匪浅；中共湘潭市委书记陈润儿、湘潭市市长彭宪法、湘潭市政府副秘书长张绪军等领导同志在项目的方案论证阶段力排众议，对湘潭城市中心区地表水源热泵区域供冷供热项目的立项和建设都给予了大力的支持，在此一并表示衷心的感谢！

由衷地感谢硕士生刘婷婷、李洪斌的支持与合作，还要衷心地感谢我的博士班同学颜永民、周军莉、付峥嵘、赵福云等以及数学学院郭孔华博士的支持与帮助。

感谢我的家人和我的新婚妻子张艺。

再回首，我人生最美好的一段青春时光已经留在了岳麓山下，青春几何？唯有求知的道路永无尽头。

2006年8月22日